

Г. М. АНИСИМОВ, А. М. КОЧНЕВ

ЛЕСОТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

•

Под общей редакцией доктора технических наук,
профессора, заслуженного деятеля науки и техники
Российской Федерации,
академика РАЕН Г. М. АНИСИМОВА

РЕКОМЕНДОВАНО
*Учебно-методическим объединением
по образованию в области лесного дела для студентов
высших учебных заведений,
обучающихся по направлению 250400 (190600)*



САНКТ-ПЕТЕРБУРГ · МОСКВА · КРАСНОДАР
2009

ББК 43.9
А 67

Анисимов Г. М., Кочнев А. М.

А 67 Лесотранспортные машины: Учебное пособие / Под ред. Г. М. Анисимова. — СПб.: Издательство «Лань», 2009. — 448 с.: ил. — (Учебники для вузов. Специальная литература).

ISBN 978-5-8114-0968-6

В учебном пособии приведены основы теории двигателя и движения лесотранспортных машин, их конструктивные особенности и технические решения, применяемые в узлах, механизмах, агрегатах и системах. Описаны методы повышения топливной экономичности и снижения токсичности отработавших газов двигателя. Рассмотрены свойства перспективных и альтернативных видов топлива, включая отходы лесозаготовительного производства для двигателей лесотранспортных машин. Даны основы теории и расчета газогенераторных установок транспортного типа и пути повышения эффективности работы газогенераторных двигателей.

Пособие предназначено для студентов лесинженерного и лесомеханического факультетов, бакалавров различных направлений, инженеров лесозаготовительной промышленности и лесного хозяйства.

ББК 43.904я73

Рецензенты:

П. И. РОМАНОВ — директор Научно-методического центра УМО вузов России Санкт-Петербургского государственного политехнического университета, д. т. н., профессор; *В. С. СЮНЕВ* — зав. кафедрой тяговых машин Петрозаводского государственного университета, д. т. н., профессор; *Ю. А. ДОБРЫНИН* — профессор, д. т. н.

Авторы:

Г. М. АНИСИМОВ — доктор технических наук, профессор
А. М. КОЧНЕВ — доктор технических наук, профессор

Обложка

А. Ю. ЛАПШИН

*Охраняется законом РФ об авторском праве.
Воспроизведение всей книги или любой ее части
запрещается без письменного разрешения издателя.
Любые попытки нарушения закона
будут преследоваться в судебном порядке.*

© Издательство «Лань», 2009
© Г. М. Анисимов, А. М. Кочнев, 2009
© Издательство «Лань»,
художественное оформление, 2009

ПРЕДИСЛОВИЕ

Лесотранспортные машины предназначены для подвозки (трелевки) и вывозки древесины. Лесопромышленный трактор является базой для: лесосечных машин, лесохозяйственных машинно-тракторных агрегатов, дорожных, строительных и других средств механизации, применяемых в лесозаготовительной промышленности и лесном хозяйстве. В настоящее время созданы системы машин для лесосечных и лесотранспортных работ, которые устраняют тяжелый ручной труд на лесозаготовках, повышают производительность и значительно улучшают условия труда лесозаготовителей. Изучение теории и конструкции лесотранспортных машин позволит специалисту лесозаготовительных и лесохозяйственных предприятий квалифицированно организовать их техническую эксплуатацию, которая представляет собой совокупность технических, технологических и организационных мероприятий, нацеленных на повышение функциональных свойств машин в определенный период.

Учебная дисциплина «Лесотранспортные машины» является одной из основных специальных дисциплин в подготовке специалистов для лесозаготовительных предприятий и бакалавров различных направлений.

1. НАЗНАЧЕНИЕ И МЕСТО ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН В ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

1.1. Термины и определения

Лесотранспортная машина состоит из двигателя внутреннего сгорания, трансмиссии, ходовой системы (ходовой части), включающей движитель, и технологического оборудования.

Двигатель внутреннего сгорания — тепловой двигатель, в котором часть химической энергии сгоревшего в камере сгорания топлива преобразуется в механическую энергию.

Трансмиссией лесотранспортных машин называется совокупность силовых передач, предназначенных для передачи вращения от двигателя к движителю и технологическому оборудованию. Силовая передача — устройство для передачи механических движений от одного объекта к другому с изменением значения или направления скорости движения (частоты вращения), силы (крутящего момента).

Ходовая система (или ходовая часть) состоит из рамы, подвески и движителя.

Рама — узел, на котором монтируются все агрегаты и механизмы.

Подвеска ходовой системы связывает раму с движителем, уменьшает динамические нагрузки и обеспечивает затухание колебаний подрессоренной массы машины.

Движитель служит для преобразования работы двигателя в работу, обеспечивающую движение транспортной машины. Функции движителя выполняют гусеницы, колеса и катки. Гусеничный движитель снабжен гусеницами в виде замкнутых сплошных лент или цепей из шарнирно соединенных между со-

бой элементов (траков) и основан на непрерывном подкладывании гусениц под колеса трактора, т. е. создании для колес бесконечного пути с сопротивлением движению значительно меньшим, чем при движении по мягкому грунту. Колесный движитель снабжен колесами.

Технологическое оборудование в зависимости от типа лесотранспортной машины может быть предназначено для сбора, погрузки и удержания древесины в процессах транспортировки.

Лесотранспортные машины служат базой многооперационных лесосечных машин, технологическое оборудование которых определяется совокупностью технологических операций, выполняемых машиной.

Трактор лесопромышленный. Трактор для работы на лесосеке и являющийся базовым для установки технологического оборудования (гидроманипулятора, коника, лебедки с тросово-чokerной оснасткой, трелевочного щита, валочной головки и др.) лесосечных машин.

Трактор лесохозяйственный. Трактор для использования в лесном хозяйстве, являющийся базовым для установки технологического оборудования лесохозяйственных машин (лесопожарных, лесопосадочных и др.).

Трактор трелевочный [skidding tractor]. Трактор, снабженный приспособлением для трелевки деревьев, хлыстов или сортиментов. Деревья, хлысты или сортименты можно трелевать в погруженном, полупогруженном положении или волоком.

Трактор трелевочный гусеничный. Трактор с гусеничным движителем.

Трактор трелевочный колесный. Трактор с колесным движителем.

Трактор трелевочный с гидрозахватом. Трелевочный трактор для бесчokerной трелевки, снабженный зажимным устройством с гидравлическим приводом.

Трактор трелевочный с захватом. Трелевочный трактор для бесчokerной трелевки, снабженный зажимным устройством с гидравлическим или механическим приводом.

Трактор трелевочный с канатно-чokerной оснасткой. То же, что и трелевочный трактор с тросово-чokerной оснасткой.

Трактор трелевочный с манипулятором. Трелевочный трактор, снабженный прикрепленным к манипулятору захватом для сбора пачки деревьев и устройством для ее последующей трелевки.

Трактор трелевочный с тросово-чокерной оснасткой. Трелевочный трактор, снабженный лебедкой и тросом с чокерами.

Машина лесозаготовительная однооперационная. Машина для выполнения на лесосеке одной операции (валочная машина, сучкорезная машина, лесопогрузчик).

Машина лесозаготовительная многооперационная. Лесозаготовительная машина для выполнения на лесосеке двух и более операций (харвестер, процессор, валочно-пакетирующая машина).

Машина валочная. Однооперационная лесозаготовительная машина для валки деревьев.

Машина валочно-пакетирующая. Многооперационная лесозаготовительная машина для валки и пакетирования деревьев (сформированные пакеты затем трелюют к верхнему лесоскладу).

Машина валочно-сучкорезная. Многооперационная лесозаготовительная машина для валки деревьев и очистки их от сучьев.

Машина валочно-сучкорезно-раскряжевочная. Многооперационная лесозаготовительная машина для валки деревьев, срезания с их стволов сучьев и раскряжевки стволов на сортименты на лесосеке. В последние годы вместо этого термина все шире используется более короткий термин «харвестер».

Машина сучкорезная. Самоходная машина для обрезки сучьев.

Машина сучкорезная для групповой обработки деревьев. Сучкорезная машина для одновременной обработки нескольких деревьев с кроной.

Машина сучкорезно-окорочная. Многооперационная лесозаготовительная машина для обрезки сучьев и окорки ствола дерева.

Машина сучкорезно-раскряжевочная. Многооперационная лесозаготовительная машина для обрезки сучьев и раскряжевки ствола дерева (в последние годы вместо этого термина все большее распространение получает термин «процессор»).

Машина технологическая. Машина, обеспечивающая изменение свойств, формы или состояния предмета труда (бревна, заготовки, хлыста, дерева).

Трелевка [skidding]. Перемещение деревьев, хлыстов и (или) сортиментов от места валки до лесопогрузочного пункта или лесовозной дороги.

Трелевка бесчокерная. Трелевка с использованием механизированного захватного устройства, смонтированного на трелевочной машине или установке (т. е. без использования чокеров).

Трелевка волоком. Чокерная трелевка, при которой нижний ряд перемещаемой пачки деревьев, хлыстов или сортиментов соприкасается с грунтом по всей длине. Трелевка хлыстов волоком была впервые применена зимой 1933–1934 гг. на многих предприятиях тракторами С-60. В качестве прицепных приспособлений тогда использовали цепи и чокеры.

Трелевка в погруженном положении. Трелевка, при которой деревья, хлысты или сортименты перемещаются машиной без соприкосновения с грунтом.

Трелевка в полупогруженном положении. Трелевка, при которой один из концов каждого перемещаемого дерева, хлыста или сортимента располагается на погрузочном устройстве машины.

Трелевка гужевая. Использувавшаяся в прошлом трелевка и вывозка леса лошадьми с применением прицепного инвентаря: повозок, цепей, клещей и др. В 1935 г. в лесной промышленности СССР конный обоз достиг 100 тыс. лошадей, привлекалось в зимний период и большое количество колхозного обоза для подвозки и вывозки леса.

Трелевка двухступенчатая. Трелевка, предусматривающая сбор предварительно подготовленных и окученных деревьев.

Трелевка деревьев с кроной. То же, что и трелевка поваленных деревьев.

Трелевка за вершины. Трелевка в полупогруженном положении, при котором вершины деревьев (хлыстов) располагаются на погрузочном устройстве (щите, конике и т. п.) трактора, а комли перемещаются по грунту. Перед такой трелевкой у дерева отделяют вершинную часть длиной 1,5...2,0 м и, если это предусмотрено, отделяют сучья.

Трелевка за комли. Трелевка в полупогруженном положении, при котором комли дерева располагаются на погрузочном устройстве (щите, конике и т. п.) трактора, а вершины перемещаются по грунту.

Трелевка подвесная. Трелевка, при которой деревья, хлысты или сортименты перемещаются канатной установкой в полностью подвешенном состоянии.

Трелевка полуподвесная. Трелевка, при которой один из концов каждого перемещаемого дерева, хлыста или сортимента подвешен к канату трелевочной установки, а второй опирается на грунт.

Трелевка тросово-чokerная. Трелевка с использованием тросово-чokerной оснастки.

Волок трелевочный (сокращ. волок). Простейший путь, по которому осуществляется трелевка.

Волок трелевочный пасечный. Трелевочный волок, расположенный в пределах пасеки.

Волок магистральный трелевочный. Трелевочный волок, соединяющий лесопогрузочный пункт с несколькими пасечными волоками.

Делянка лесосечная. Часть лесосеки, ограниченная в натуре для проведения рубки в определенном объеме, выделяемая с учетом конкретных особенностей участка леса и устанавливаемых требований по организации и проведению лесосечных работ, либо часть лесосеки, на которой обычно работает одна лесозаготовительная бригада.

Трасса дороги. Линия, определяющая местоположение на местности или на карте геометрической продольной оси лесовозной дороги и состоящая как в плане, так и в профиле из прямых и кривых участков. Идеальная трасса дороги — это прямая линия, соединяющая заданные точки. Такому решению препятствуют реальный рельеф местности (холмы, горы, овраги), водные преграды (реки, ручьи, болота, озера), заповедники, населенные пункты и другие препятствия.

Магистраль лесовозной дороги (от лат. *magistralis* — руководящий, главный). Основной участок лесовозной дороги, связывающий осваиваемый лесной массив с лесопромышленным складом, а также сборочной дорогой и дорогой общего пользования (или пунктом потребления) и рассчитанный на значительный период эксплуатации лесосырьевой базы предприятия.

1.2. Общетехнические термины и определения

В учебном пособии встречаются общетехнические термины и определения.

Свойство — конкретное проявление какого-либо объекта (например, лесотранспортной машины) в условиях взаимодействия с другим объектом (например, с дорогой) и внешними факторами. При изучении и исследовании лесотранспортных машин часто рассматриваются их эксплуатационные свойства, для оценки которых применяются показатели и измерители. К эксплуатационным свойствам лесотранспортных машин относятся тягово-сцепные, скоростные, разгонно-тормозные, энергетические, эргономические и др.

Качество — совокупность свойств и их оценка на соответствие каким-либо требованиям производства, эксплуатации, ГОСТам. Совокупность эксплуатационных, мощностных, эстетических, эргономических и других свойств представляет качество лесотранспортной машины.

Параметр — постоянная величина, характеризующая какое-либо основное свойство лесотранспортной машины и являющаяся его основным показателем. Например, сцепной вес машины характеризует ее сцепные свойства, а номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя — скоростные.

Измеритель — число, которое, с одной стороны, характеризует критерий и, с другой стороны, определяет его значение. Он должен обладать применимостью для данного вида машины. Например, измерители динамичности лесотранспортной машины — скорость и ускорение.

Показатель — число, характеризующее величину измерителя, его количественное значение. Показатель позволяет оценивать свойства лесотранспортных машин в определенных условиях; может использоваться для установления потенциальных возможностей лесотранспортных машин. Например, показателем динамических свойств лесотранспортной машины могут быть максимальные скорость или сила тяги на конкретных передачах, развиваемые в определенных условиях.

Характеристика — описание характерных, отличительных свойств объектов, например, лесотранспортной машины. В конкретном

случае применительно к оценке каких-либо свойств лесотранспортных машин характеристика может быть представлена таблицей или графической зависимостью одного показателя от другого.

Процесс — совокупность последовательных состояний, действий для достижения определенных результатов. Применительно к динамике состояния механизмов и систем лесотранспортных машин процесс можно представить как изменение показателей во времени. Процесс разгона лесотранспортной машины есть изменение скорости во времени.

Метод — путь, способ, система правил и приемов изучения систем, механизмов и в целом лесотранспортных машин, а также явлений и закономерностей, проявляющихся в их работе. Разработка и использование методов при изучении машин значительно облегчает формулирование представлений о сущности явлений и закономерностей. Совокупность методов целесообразного достижения поставленных результатов и цели в изучении функционирования механизмов или лесотранспортной машины есть методика.

Базовая модель машины — наиболее распространенная и универсальная модель в определенном классе машин, преобладающая часть агрегатов и механизмов которой технически и экономически обоснованно используется для создания модификаций машины.

Модификация машины — отличающаяся от базовой модели по параметрам, области применения или назначению и унифицирована с базовой моделью по основным сборочным единицам и системам.

1.3. Основные понятия о лесозаготовках

Лесозаготовительная промышленность — отрасль лесной, целлюлозно-бумажной и деревообрабатывающей промышленности, осуществляющая заготовку древесины, ее вывозку и сплав, а также частичную переработку.

Работы лесозаготовительные. Лесозаготовительные работы (заготовка древесного сырья) включают лесосечные работы, вывозку леса и работы на лесопромышленном складе.

Работы лесоперевалочные. Комплекс работ по перегрузке леса, прибывшего при лесосплаве, на сухопутный транспорт или с одного вида транспорта на другой.

Работы лесосечные. В комплекс лесосечных работ входят: основные работы (технологические и переместительные операции), а также подготовительные и вспомогательные работы на лесосеке.

Работы лесотранспортные. Комплекс работ по погрузке, транспортировке и разгрузке (выгрузке) леса. Виды транспорта леса: сухопутный (автомобильный, железнодорожный) и водный (сплав).

Под **вывозкой** понимается транспортировка заготовленных хлыстов, деревьев или сортиментов от погрузочного пункта на лесосеке до нижнего склада или другого пункта потребления по лесовозным дорогам или дорогам общего пользования. Вывозка древесины ориентировочно составляет, %: автомобилями — 88, железнодорожным транспортом — 9, тракторами — 3. Для вывозки древесины по автомобильным дорогам используют специальный подвижной состав — лесовозные автопоезда.

Автопоезд в лесозаготовительной промышленности состоит из автомобиля-тягача и прицепного подвижного состава. В составе автопоезда применяются прицепы, полуприцепы или одновременно те, и другие. Автомобили, постоянно используемые в составе автопоезда, называются тягачами, например лесовозный тягач, седельный тягач и др. Для вывозки хлыстов, деревьев и сортиментов применяется лесовозный автопоезд, состоящий в основном из тягача и роспуска (рис. 1.1а, б). С целью повышения рейсовой нагрузки применяют двухкомплектный автопоезд, в состав которого входит дополнительный полуприцеп (рис. 1.1в) или два роспуска. При отсутствии на лесосеке погрузочных средств автопоезд оснащается погрузочным устройством, включающим обычно гидроманипулятор (рис. 1.1г). Для вывозки сортиментов, щепы, пневого осмола применяются автопоезда со специальным оборудованием, включающим бортовые платформы, съемные контейнеры, прицепы-щеповозы (рис. 1.1з, д, ж).

Лесосеки в горах имеют уклоны значительной крутизны, достигающие 40° . Разрешаемые уклоны лесосек при тракторной трелевке не должны превышать $15...22^\circ$, лесовозных автомобильных дорог — 6° . Для транспорта древесины в горных районах используются автомобили, тракторы и канатные установки и сравнительно редко применяются лесосплав, железнодорожный и воздушный транспорт древесины. На крутых горных склонах для транспортировки широко применяют канатные

установки, при работе которых меньше повреждаются подрост и лесная почва, чем при трелевке пачек тракторами. Трудоемкость транспорта древесины в горных условиях в 1,5...3,0 раза выше, чем в равнинных, а, например, стоимость вертолетной трелевки в 6...8 раз больше обычной.

Незначительная часть древесины до сих пор вывозится по узкоколейным железным лесовозным дорогам (УЖД) с использованием магистральных тепловозов для работы на магистралях и ветках и маневровых тепловозов для работы на усах; вагонов-сцепов с поворотными кониками и телескопическими вставками между полусцепов для вывозки хлыстов или сортиментов и платформ для вывозки сортиментов.

Прямая вывозка древесины трелевочными тракторами, обеспечивающая перемещение деревьев, хлыстов или сортиментов от места валки непосредственно на приречный склад или пункт потребления, применяется пока ограничено, всего в нескольких процентах от общей вывозки древесины.

1.4. Особенности применения лесотранспортных машин в технологических процессах

В лесозаготовительной промышленности применяют различные системы машин, структура и состав которых определяются тем или иным технологическим процессом. Машины, входящие в эти системы, представлены многочисленными типами, марками, классами.

Характерной особенностью лесозаготовительного производства в России в течение нескольких десятилетий являлось использование на валке деревьев бензиномоторных пил и трелевочного трактора по «классической технологии», для выполнения которой требовалась чокерная оснастка. При работе трелевочного трактора с канатно-чокерным технологическим оборудованием много рабочего времени тратится на нетранспортные операции, выполнение некоторых из них сопровождается неэффективным использованием основных механизмов с затратами тяжелого физического труда, а строительство временных дорожных усов и веток связано с большими затратами ресурсов.

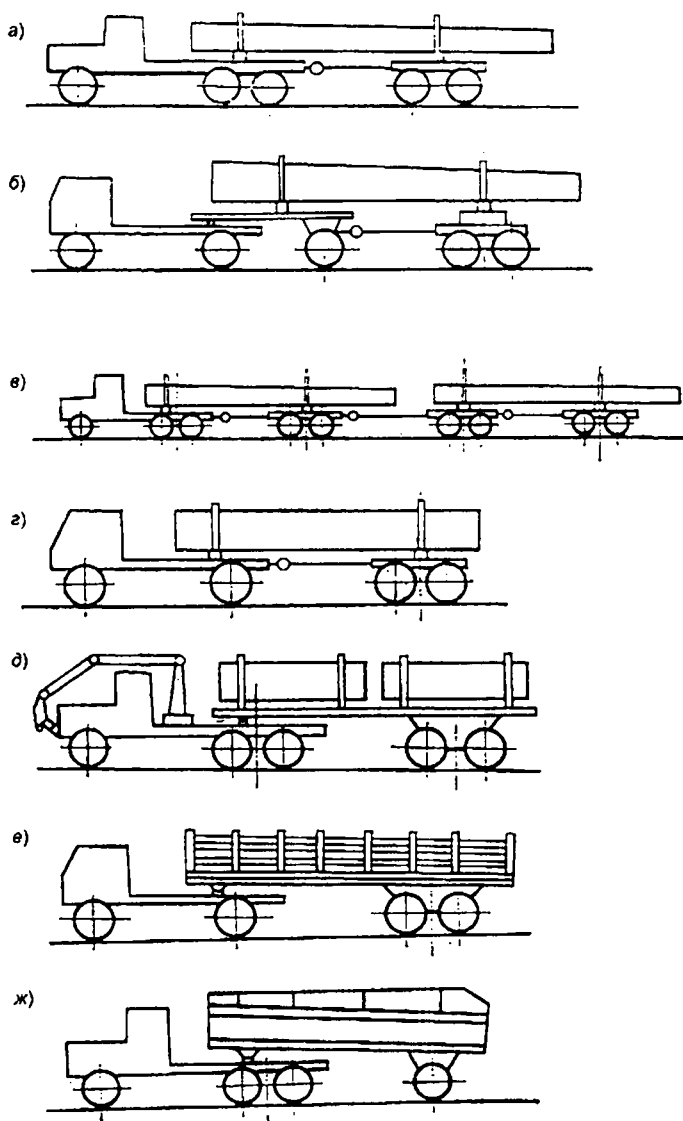


Рис. 1.1. Схемы лесовозных автопоездов для вывозки:

а, б, в — хлыстов; г, д — сортиментов; е — лесосечных отходов и пневого осмола;
ж — щепы

Наиболее энергоемким является транспортный процесс, поглощающий большую часть общих энергозатрат лесозаготовительной промышленности. В общей стоимости заготовки как в нашей стране, так и за рубежом в промышленных странах только первичный транспорт (трелевка) древесины занимает от 30 до 50%, поэтому большое внимание уделяется совершенствованию лесотранспортных машин.

В лесопромышленных странах структура парка трелевочных машин определяется технологией лесозаготовительной промышленности, производственными условиями, традициями, базой лесного машиностроения и рядом других факторов. В одних условиях эффективнее работают колесные трелевочные тракторы, а в других — гусеничные.

В перспективных технологических схемах с использованием системы основных машин и оборудования для комплексной механизации лесозаготовительного производства удельное значение первичного транспорта древесины увеличивается. Уже применяются на лесозаготовках технологии, предусматривающие вывозку древесины трелевочным трактором на расстояние 1,0...2,5 км и более.

На лесозаготовках США и Канады широко применяется технологический процесс с полумеханизированным методом на основе бензомоторных пил и трелевочных тракторов с канатно-чокерным оборудованием. В США на трелевке древесины применяется несколько десятков тысяч трелевочных тракторов, из них более половины с колесным двигателем. Наблюдается устойчивая тенденция к расширению валочно-пакетирующих машин (ВПМ) с колесными и гусеничными двигателями. Фирмами лесного машиностроения выпускается более 20 типов моделей ВПМ с колесным двигателем и около 10 — с гусеничным.

Среди ученых и работников промышленности существует противоречивое мнение о целесообразности использования многооперационных машин. При определении тенденции развития средств механизации лесозаготовительной промышленности на перспективу специалисты обычно отдают предпочтение какому-либо типу машин. Малооперационные машины имеют выше надежность, рациональнее загружаются их механизмы и системы, полнее используется энергетический потенциал во времени. Каждая мно-

гооперационная машина предназначена для выполнения, а иногда и совмещения нескольких операций технологического лесозаготовительного процесса, например «валка-пакетирование», «валка-трелевка», «валка-обрезка сучьев-раскряжевка». Для повышения престижности труда в лесозаготовительной промышленности улучшаются условия труда, совершенствуется эргономика, снижается травматизм, ведется поиск прогрессивных технических решений, позволяющих снизить утомляемость и облегчить труд обслуживающего персонала, приборных методов оценки утомляемости оператора.

Современной многооперационной машиной с большой единичной мощностью управляет один оператор, используя механические, гидравлические, электрические и электронные системы. Опыт показывает, что столь сложные многооперационные машины имеют высокую стоимость, большую массу, ограниченную надежность, а применяемые электронные системы управления значительно усложнились; оператор часто не способен самостоятельно устранить неисправность. Управление многооперационной машиной сопровождается незначительными физическими нагрузками и возрастанием психологических и умственных, связанных с принятием и реализацией решений, например, оператор многооперационной лесозаготовительной машины за смену выполняет около 15 тыс. координированных движений.

Вывозка древесины осуществляется по разным технологическим схемам: с транспортировкой лесного груза автопоездом от погрузочного пункта до нижнего склада или потребителю, с перегрузкой древесины на автопоезд большой грузоподъемности, с разгрузкой, штабелевкой и последующей погрузкой на многокомплектные лесовозные автопоезда и т. д. Массовый лесовозный автопоезд для вывозки деревьев и хлыстов состоит из 3- или 4-осного тягача и многоосного (до 4 осей) одного или нескольких прицепов.

Одно из направлений повышения производительности на вывозке древесины в Российской Федерации, США и Канаде — повышение рейсовой нагрузки путем применения двухкомплектных и, реже, сверхтяжелых трехкомплектных автопоездов. Наблюдается тенденция производства для таких автопоездов прицепов-ропусков большой грузоподъемности. Американская

фирма «Пирлесс» выпускает двухосные, восьмиколесные прицепы-ропуски, ошинованные шинами с 14 и 16 слоями нейлонового корда, грузоподъемность которых достигает 27...36 т.

Рекордных грузоподъемности и общей массы серийных лесовозных автопоездов достигла фирма «Кенуорс». Так, автопоезд в составе с тягачом С500 имеет длину 48 м, полезную нагрузку 136 т при общей массе 222 т, а общая масса лесовозного автопоезда на базе тягача с двигателем мощностью 515 кВт достигает 227 т. По специальному заказу изготавливаются сверхтяжелые трехкомплектные автопоезда с общей массой до 360 т и мощностью двигателя до 588 кВт, но такие автопоезда требуют специальных дорог, сложны в эксплуатации и вряд ли найдут широкое применение.

В Швеции и Финляндии массовый лесовозный автопоезд состоит из 3- или 4-осного тягача и 3- или 4-осного прицепа с общей массой 30...50 т, реже 70 т (Сису СМ) с мощностью двигателя 150...250 кВт. На лесозаготовках Скандинавии наибольшую популярность получили лесовозные тягачи фирм «Вольво», «Сааб-СканнаБ», «Сису-Оуто».

1.5. Экологичность лесотранспортных машин

Понятие об экологии. Современное учение о биосфере, основа которого была заложена русским академиком В. И. Вернадским, представляет биосферу как специфическим образом организованное единство всего живого и минеральных элементов. В происходящем в биосфере круговороте веществ, энергии и особой участвуют все населяющие ее организмы. Проблемой охраны окружающей среды и рационального использования природных ресурсов при функционировании машин и лесозаготовительного оборудования занимаются экологи. Экология изучает взаимосвязь организмов между собой и окружающей их средой. Любой элемент среды, способный оказать непосредственное влияние на живые организмы, а также на характер их взаимоотношений друг с другом, называют экологическим фактором. Понятие *экологическая эффективность*, применяемое в исследовании экосистемы, вероятно, можно применять для оценки взаимодействия и экологической совместимости лесных машин с окружающей средой.

Для оценки отрицательного влияния машин на окружающую среду необходимо проводить экологическое проектирование взаимодействия системы «лесная машина—технология—среда» с учетом всех необходимых связей и реализации целенаправленного функционирования конкретной машины. Воздействие всякой лесной машины на окружающую среду связано с двумя видами ее изменений: упорядоченными, приводящими к появлению структур и процессов, благоприятно воздействующих на среду, и разрушительных, вызывающих необратимые изменения в среде. Обычно функционирование лесосечных машин сопровождается проявлением неупорядоченности системы «машина—среда», для определения которой используется понятие неопределенности состояния системы — энтропия (*entropia* — поворот, превращение). Большинство связей системы «лесотранспортная машина — среда» реализуются возрастанием энтропии. Применение лесотранспортных машин должно вызывать минимальное возрастание энтропии, которая считается важнейшей экологической характеристикой функционирования системы «лесотранспортная машина—среда».

Загрязнение окружающей среды вредными веществами. В камере сгорания двигателя лесотранспортных машин в процессе сгорания топлива синтезируются ядовитые вещества и выбрасываются с продуктами сгорания в атмосферу. В таких отработанных газах содержится свыше 200 вредных компонентов, из них около 160 углеводородов.

Работа лесотранспортной машины сопровождается интенсивным шумом и вибрациями. В процессе функционирования лесотранспортных машин выделяются продукты износа металла, пластмасс, резинотехнических изделий, дорожного покрытия, которые с отработанными газами составляют около половины атмосферных выбросов антропогенного происхождения, а при их техническом обслуживании остаются нефтепродукты и загрязненные производственные сточные воды. Следовательно, лесотранспортная машина является источником загрязнения окружающей среды.

Поступившие в атмосферу вредные вещества, воздействующие на человеческий организм при контакте с поверхностью кожи и слизистой оболочкой, оказывают различное влияние. Группа

веществ, в которую входят азот, кислород, водород, водяной пар, углекислый газ, не обладает токсичностью. Окислы азота, окись углерода, некоторые разновидности углеводородов, альдегиды, формальдегиды весьма токсичны и их воздействие на организм человека вызывает ухудшение общего состояния здоровья, воспаление дыхательных путей, астму, эмфизему и другие заболевания. Особенно опасны для здоровья полициклические ароматические углеводороды бенз-а-пирен или 3,4 бенз-а-пирен, которые, в основном, образуются при неполном сгорании топлива и обладают канцерогенными свойствами.

Вредные вещества из атмосферы, попадая в почву, отрицательно влияют на ее биологическую активность, химический состав растворов и органические вещества. Находящиеся в атмосфере, почве и растениях вредные вещества поражают животных через дыхательные пути и проникают в организм вместе со съедобными запыленными растениями.

Увеличивается загрязнение окружающей среды нефтепродуктами и производственными сточными водами. Отработанные нефтепродукты, согласно ГОСТ 21046-86, в зависимости от целевого назначения подразделяются на группы. Моторное и трансмиссионное масло, применяемое в технологическом оборудовании, должно собираться при техническом обслуживании машин для повторного использования после регенерации. Промышленностью выпускаются установки для очистки производственных сточных вод по замкнутому циклу с использованием высокоэффективных нефтепоглощающих материалов.

До сих пор не найдены эффективные средства снижения загрязнения окружающей среды от продуктов износа шин.

Шумовое загрязнение. Лесотранспортные машины являются источником шумового загрязнения воздушной среды. При движении лесовозного автопоезда шум в основном создают двигатель, механизмы трансмиссии, глушитель, шины. Кроме этого, в результате взаимодействия колес с дорогой, колебательных явлений поддрессоренных и неподдрессоренных масс, воздействия аэродинамических сил возникают вибрации и шум. Вибрации вызывают неприятные ощущения, преждевременное утомление, ощущение дискомфорта. Уровень шума обуславливается интенсивностью, скоростью и характером транспортного потока. Если

уровень шума выше предельных значений, то происходит перегрузка нервной системы человека, и как следствие — ослабление внимания, снижение точности работы и остроты реакции, затрудняется восприятие информации.

В качестве основной характеристики внешнего шума, создаваемого грузовым автомобилем, принят уровень звука, который не должен превышать 85...92 дБА. Для внутреннего шума приняты ориентировочные значения допустимых уровней звукового давления в активных полосах частот. Введенный в действие в 1989 г. ГОСТ 27435-89 ограничил допустимый уровень внутреннего шума грузовых автомобилей до 82 дБА. В тракторных кабинах ГОСТ ССБТ 12.1.003.83 уровень шума установлен 85 дБА.

Однако, доказано, что шум до 80 дБА практически безопасен, свыше 80 дБА — нежелателен, свыше 85 дБА — опасен. В этой связи ведущие фирмы мирового автотракторостроения продолжают интенсивный поиск путей снижения шума и вибрации машин. В кабинах автомобиля КамАЗ уровень шума находится в пределах 81...82 дБА, а в кабинах лучших современных грузовых автомобилей уровень шума составляет: «Мерседес-Бенц 2238» — 75; «Вольво-1227» — 73; «Скания 142Н» — 77 дБА.

Экологическая совместимость системы «двигатель—лесная почва». Параметры, показатели и технические решения, отражающие технический уровень лесотранспортных машин и созданных на их базе лесосечных машин, в большой мере определяют сохранение на лесосеке почвенного слоя и плодородия; содействие естественному лесовозобновлению с сохранением подроста разных групп и молодняка.

Рассматривать лесную почву как среду, обеспечивающую только реализацию силы тяги машины в зоне контакта двигателя с почвой и функцию несущего основания, недостаточно. Опорная поверхность машины, работающей в лесу, является сложной биологической средой, обладающей плодородием, без которого невозможно возобновление леса. Лесная почва — продукт длительных, весьма сложных процессов, протекающих в природе на протяжении многих тысячелетий. Толщина слоя лесной почвы составляет 20...30 см. Пока не разработаны модели экологической совместимости системы «двигатель—лесная почва» для лесотранспортных машин. Известно, что двигатель при движении

трактора оказывает уплотняющее воздействие на почву, которое оценивается плотностью (кг/м^3) и является одним из основных параметров, характеризующих ее плодородие. Следует отметить, что плотность почвы включена в ГОСТ 7057-84 как основной оценочный показатель воздействия на почву. Исследователи тракторов сельскохозяйственного назначения для установления экологической совместимости системы «двигатель—почва» применяют «показатель воздействия двигателя на почву». Установлена функциональная связь с показателем воздействия таких параметров почвы как плотность, скважность, влагоемкость, пористость, биологическая активность, наличие массы корневой системы. Плотность почвы в следах двигателя зависит от давления двигателя и числа проходов машин, даже после одного прохода энергонасыщенного трактора К-701 (давление двигателя у которого значительно меньше, чем у трелевочного К-703) плотность пахотного слоя в следе на подзолистой почве увеличивается на 21...33%.

Двигатели колесных и гусеничных лесотранспортных машин вертикальным и горизонтальным силовым воздействием разрушают почвенный покров, особенно при многократных проходах, по образующимся клеям в период ливневых дождей устремляются селевые потоки, превращая их в овраги и ущелья. С взрыхленного двигателем машины участка лесосеки за время только одного дождя может быть смыт слой почвы толщиной 5...10 см, для восстановления которого потребуется около 1000 лет, так как по расчетам почвоведов за 100...150 лет образуется слой почвы около 1 см. Снижение вредного воздействия двигателя современной машины на лесную почву, особенно в горных условиях, требует больших трудозатрат. Например, перед трелевкой трелевочный волок укрепляется порубочными остатками, возникающие очаги водной и ветровой эрозии засыпают почвой.

Уменьшить и даже полностью исключить уплотнение и эрозию лесной почвы двигателем, т. е. достичь экологической совместимости системы «двигатель—лесная почва», можно снижением давления двигателя на почву, ограничением касательной силы тяги и применением современных механизмов поворота.

2. КЛАССИФИКАЦИЯ И МАРКИРОВКА ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

2.1. Классификация лесотранспортных машин

На транспорте древесины применяются два вида машин — рельсовые (тепловозы) и безрельсовые (автомобили, тракторы, тягачи). В последнее время безрельсовый транспорт получил опережающее развитие. Машины безрельсового транспорта можно классифицировать по ряду признаков.

По типу применяемого двигателя: дизельные и карбюраторные. Наблюдается тенденция применения на лесотранспортных машинах дизельных двигателей, имеющих по сравнению с карбюраторными высокую топливную экономичность; низкую стоимость применяемого топлива; возможность форсирования по мощности наддувом; многотопливность; большую долговечность, однако большие удельные габариты и массу; ограниченную частоту вращения; сложную и дорогую топливную аппаратуру, большой шум и жесткость работы; худшие пусковые свойства при низких температурах окружающего воздуха. По сравнению с дизелем карбюраторные двигатели имеют: лучшую приспособляемость к нагрузке; меньший шум; лучшие пусковые свойства; простую топливную аппаратуру с точки зрения производства и обслуживания. К недостаткам карбюраторных двигателей следует отнести: высокую токсичность отработавших газов; низкую топливную экономичность; ухудшение динамических свойств на переменных режимах работы; сравнительно высокую пожароопасность.

В перспективе ожидается применение на лесотранспортных машинах газовых и газодизельных двигателей.

По типу трансмиссии: механические, с преобразованием крутящего момента механическими силовыми передачами; гидравлические (гидродинамические и гидрообъемные или гидростатические), у которых энергия от двигателя на движитель передается потоком жидкости; электрические — с применением электрических машин переменного или постоянного тока.

Массовое применение на лесотранспортных машинах нашли трансмиссии с механическими силовыми передачами, обладающими следующими достоинствами: простотой конструкции и обслуживания; низкой стоимостью; высоким КПД; меньшей удельной массой.

Кроме этого, в лесном машиностроении отработана технология производства и ремонта механических силовых передач при невысокой стоимости; накоплен опыт их эксплуатации в сложных лесных условиях. В отечественном лесном машиностроении создаются гусеничные и колесные лесопромышленные тракторы с гидравлическими силовыми передачами.

По ходовой части: гусеничные и колесные. Гусеничные машины классифицируют по типу подвески: с жесткой, полужесткой и упругой подвеской. За основу классификации движителей колесных тракторов принято общее число колес и число ведущих колес; к ведущим колесам при движении трактора подводится мощность двигателя. Если мощность на колеса не подводится, то такие колеса считаются ведомыми. Например, колесная формула 4К4 означает, что все четыре колеса трактора ведущие, а формула 6К4 означает, что из шести колес четыре ведущие, а два ведомые. Наличие у машины устройства для временного отключения колес не изменяет колесную формулу.

Общее число колес автомобиля и колесного трактора и число ведущих колес характеризуется колесной формулой, которая в какой-то мере определяет проходимость машин. Автомобиль с одним ведущим мостом (задние сдвоенные колеса принимаются за одно), имеющий колесную формулу 4×2 или 6×2, считается ограниченной проходимости; с двумя, тремя и более ведущими мостами (колесная формула 4×4 и 6×6) — повышенной проходимости; более трех мостов — высокой проходимости. Как видно, в приведенной классификации, нет «вездеходов».

В лесной промышленности вследствие традиции сложилась ситуация, при которой на лесосеке в основном применяются гусеничные машины с морально устаревшими техническими решениями, применяемыми в трансмиссии и ходовой системе.

Гусеничные тракторы отечественного производства по сравнению с колесными имеют следующие достоинства: давление движителя на лесную почву меньше, а следовательно, меньше разрушается ее структура; значительно ниже стоимость ходовой части; выше проходимость и тяговые свойства; меньше потери от буксования. К недостаткам гусеничного трактора можно отнести: большой вес; невысокую рабочую скорость; низкий КПД механизмов поворота и движителя.

Соотношение достоинств и недостатков этих типов машин может изменяться в зависимости от условий эксплуатации. Научные исследования, развитие базы лесного машиностроения позволяют прогнозировать на перспективу эффективное применение как гусеничных, так и колесных лесопромышленных тракторов.

По тяговому усилию базовые промышленные, включая трелевочные, и сельскохозяйственные тракторы по принятой классификации разделены на классы в зависимости от номинального тягового усилия. Для лесной промышленности серийно выпускаются два гусеничных трелевочных трактора класса тяги 30 кН и 40 кН. Серийно производится первый отечественный колесный лесопромышленный трактор класса тяги 40 кН.

На трелевке деревьев применяются трелевочные тракторы, оснащенные специальным технологическим оборудованием, например лебедкой, погрузочным щитом, пачковым захватом и др.

Вывозку деревьев производят автомобилями средней, большой и особо большой грузоподъемности с полуприцепами, прицепами, прицепами-ропусками, оснащенными технологическим оборудованием.

На вспомогательных транспортных работах применяются машины общего назначения (грузовые, автобусы, тракторы).

Автомобили и автопоезда разделяются на две группы (А и Б) по осевым нагрузкам, значения которых приведены в табл. 2.1. Автотранспортные средства, предназначенные для эксплуатации на дорогах общей сети РФ, имеют ограничение по габаритным размерам: ширина должна быть не более 2,5 м, высота автотранспортного

средства с грузом не должна превышать 3,8 м. Предельная длина автопоезда в составе седельного тягача с одним прицепом не должна быть более 20 м, а с двумя и более — до 24 м.

Таблица 2.1

Значения осевых нагрузок

Расстояние между смежными осями, м	Осевая нагрузка, кН	
	Группа А	Группа Б
2,50 и более	98,1	58,9
1,39...2,50	88,3	54,0
1,25...1,39	78,5	49,1
1,00...1,25	68,7	44,2

Для поездов узкоколейной железной дороги введено нормирование осевой нагрузки. В зависимости от типа локомотива и пути наибольшая нормированная осевая нагрузка составляет: 39,2; 63,9; 78,5 кН.

2.2. Маркировка машин

Марка или обозначение лесотранспортных машин и их двигателей состоит из набора букв, представляющих аббревиатуру производящего завода или назначение машины и числа (индекса). Марка базовой модели автомобиля включает четырехзначное число, где первая цифра обозначает класс автомобиля, вторая — вид подвижного состава, а третья и четвертая цифры обозначают порядковый номер.

Все автомобили разделены на семь классов: 1-й — автомобили полной массой до 1,2 т (легковые с двигателем, имеющим рабочий объем до 1,2 л); 2-й — то же, свыше 1 до 2 т (легковые — свыше 1,2 до 2 л); 3-й — то же, свыше 2 до 8 т (легковые — свыше 2,0 до 4 л); 4-й — то же, свыше 8 до 14 т (легковые — свыше 4,0 л); 5-й — то же, свыше 14 до 20 т; 6-й — то же, свыше 20 до 40 т; 7-й — то же, свыше 40 т.

Тягачи классифицируются по своей полной массе плюс допустимая нагрузка на седельное устройство, а одноосные тягачи — по собственной массе плюс полная масса полуприцепа.

В основу деления классов на виды подвижного состава (вторая цифра индекса) положен признак эксплуатационного назначения автомобиля (стандартные — 1, 2, 3 виды, специализированные — 4, 5, 6 и 7 виды, специальные, имеющие технологическое или другое назначение — 9-й вид): 1-й — легковые; 2-й — автобусы; 3-й — грузовые (бортовые); 4-й — тягачи; 5-й — самосвалы; 6-й — цистерны; 7-й — фургоны; 8-й — цифра оставлена для резерва; 9-й — специальные.

Номер модели (третья и четвертая цифры индекса) устанавливается в каждом классификационном делении, начиная с 01, в соответствии с типажем, на основании технического задания на проектирование, утвержденного в порядке, установленном Министерством автомобильной промышленности. Например, лесовозный автомобиль Кременчугского автомобильного завода КрАЗ-6437 имеет массу с допустимой нагрузкой на седельное устройство в пределах 20...40 т (цифра 6), вид подвижного состава — тягач (цифра 4), номер модели 37. Модификация базовой модели отражается введением в марку пятого знака, например, автомобиль Камского автозавода КамАЗ-54101. Марка экспортного варианта модификации базового автомобиля содержит шестой знак, например, КамАЗ-541006.

Прицепной состав узкоколейных железных дорог. Вывозка леса по узкоколейным железнодорожным дорогам (УЖД) практически ликвидирована. Только несколько лесозаготовительных предприятий «дорабатывают» последние тепловозы и применяют подвижной состав УЖД. Вагоны лесовозных узкоколейных железных дорог УЖД — это самоходное транспортное средство, предназначенное для перевозки грузов и людей по рельсовым путям узкой колеи (750 мм). Грузовые вагоны УЖД представлены большой совокупностью, включая: крытые вагоны, полувагоны, платформы, цистерны и специальные вагоны. К специальным вагонам УЖД относятся вагоны-прицепы, имеющие сочлененную конструкцию, состоящую из двух четырехосных полусцепов, предназначенных для вывозки хлыстов.

Для перевозки по УЖД крутых лесоматериалов и хозяйственных грузов, не требующих защиты от атмосферных осадков, применяются платформы.

Саный прицепной подвижной состав для вывозки леса в настоящее время применяется весьма редко.

Каждая модель прицепного подвижного состава имеет обозначение из букв и индекса, состоящее из четырех и более цифр.

Первая цифра марки новых прицепов, полуприцепов и роспусков обозначает один из двух классов, 8-й — прицепы; 9-й — полуприцепы и роспуски. Вторая цифра отражает назначение и вид состава: 1-й — легковые автомобили; 2-й — автобусы; 3-й — грузовые (бортовые); 4-й и 8-й — резерв; 5-й — самосвалы; 6-й — цистерны; 7-й — фургоны; 9-й — специальные.

Третьим и четвертым знаками четырехзначного индекса модели прицепа (полуприцепа, роспуска) обозначаются диапазоны их массы, табл. 2.2.

Таблица 2.2

Группы прицепного подвижного состава

Диапазоны номеров третьего и четвертого знаков индекса	Полная масса, т		Группа
	Прицепы и полуприцепы	Роспуски	
01...24	до 4	до 6	1
25...49	4...10	6...10	2
50...69	10...16	10...16	3
70...84	16...24	16...24	4
86...90	24	24	5

Прицепы-роспуски могут иметь разную комплектацию, которая в марке отражается пятым, шестым и седьмым знаками. Например, прицепы-роспуски комплектации 010 и 011 имеют регулируемые по длине на 1 м металлическое складывающееся дышло для возможности погрузки его и перевозки на тягаче при движении автопоезда в негрузовом направлении. Прицепы-роспуски комплектации 012 выпускаются заводом с коротким металлическим дышлом.

Перед цифровым индексом ставится буквенное обозначение конструкторской организации или завода-изготовителя. Прицепы-роспуски могут иметь буквенное обозначение: ГKB — головное конструкторское бюро по тракторным и автомобильным прицепах в г. Балашове. ТМЗ — Тавдинский механический завод. Применяемые для транспортирования лесозаготовительной тех-

ники прицепы — тяжеловозы, например, ЧМЗАП-8390, имеют буквенное обозначение Челябинского машиностроительного завода автомобильных прицепов.

Аббревиатура марки трелевочного трактора отражает его назначение, а число — класс тяги, мощность двигателя или порядковый номер, например, трелевочный трактор класса 40 кН, выпускаемый Алтайским тракторным заводом имеет марку ТТ-4М.

Число марки новой базовой модели двигателя лесотранспортной машины содержит три, а модифицированной четыре знака. Первая цифра обозначает класс двигателя по рабочему объему, вторая и третья цифры — модель двигателя. Иногда вводится четвертая цифра — знак модификации.

Класс двигателя	1	2	3	4
Рабочий объем	до 0,75	0,75...1,2	1,2...2,0	4,0...7
Класс двигателя	5	6	7	9
Рабочий объем	7,0...10,0	10,0...15,0	> 15,0	Газотурбинные

Например, базовая модель дизельного двигателя Ярославского моторного завода обозначается ЯМЗ-740, а его модификация, отличающаяся уменьшенной мощностью, — ЯМЗ-7401.

3. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И ПАРАМЕТРЫ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

3.1. Общее устройство лесотранспортных машин

Гусеничные и колесные трелевочные тракторы, применяемые в лесозаготовительной промышленности, отличаются от тракторов сельскохозяйственного назначения. На всех трелевочных тракторах устанавливаются только дизельные двигатели. Ходовая часть трелевочного трактора состоит из рамы, подвески и гусеничного или колесного движителя. В подвеске гусеничного трелевочного трактора устанавливаются спиральные рессоры (пружины), что придает подвеске эластичность. В перспективных колесных трелевочных тракторах предусматривается применение рессор и амортизаторов. На раме, кроме двигателя, размещаются механизмы трансмиссии, одноместная или двухместная кабина и технологическое оборудование, состоящее из трелевочного оборудования и толкателя с гидроуправлением. Трелевочный трактор с пачковым захватом или с бесчокерным оборудованием, как правило, оборудуется толкателем для выравнивания комлей и вспомогательных работ. Кабина располагается ближе к передней части рамы, что необходимо для установки трелевочного оборудования и размещения конца трелеваемой пачки.

Лесовозный автомобиль-тягач, работающий в составе лесовозного автопоезда, имеет ходовую часть с колесным движителем, двигатель, трансмиссию с механическими силовыми передачами, кабину и технологическое оборудование. На лесовозных автомобилях устанавливаются дизельные двигатели. Технологическое оборудование может состоять: только из поворотного коника, в который укладываются деревья, хлысты; коника и приспособле-

ния для погрузки прицепа-ропуска на тягач; коника и гидроманипулятора для погрузки деревьев.

Тепловоз УЖД имеет массивную раму, которая опирается на две двухосные тележки ходовой части, соединенные с ней шкворнями и скользящими опорами. В концевых частях рамы устанавливаются путеочистители и сцепные приборы. На раме крепится кузов, включающий капот, кабину и дизельный двигатель. Трансмиссия тепловоза может состоять как только из механических силовых передач, так и из механических с гидродинамическими.

3.2. Технические параметры лесотранспортных машин

На трелевке и прямой вывозке деревьев в массовом количестве применяются гусеничные трелевочные тракторы Онежского тракторного завода (ТДТ-55А, ТЛТ-100) и Алтайского тракторного завода (ТТ-4, ТТ-4М). Технические параметры этих машин приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Параметры гусеничных тракторов

	ТДТ-55А	ТЛТ-100А	ТТ-4	ТТ-4М
Масса эксплуатационная, кг	9,3	11,3	13,1	14,4
Мощность двигателя, кВт	58,8	73,6	81,0	95,6
Марка дизеля	СМД-18Н	Д-245Л	А-01МЛ	А-03МЛ
Энергонасыщенность, кВт/т	6,32	6,51	6,18	6,58
Диапазон скоростей, км/ч	2,8...11,8	2,8...11,9	2,2...9,7	2,3...10,2
Среднее давление на грунт, МПа	0,045	0,043	0,046	0,038

На базе указанных тракторов создан ряд машин для бесчочерной трелевки, а также валочно-трелевочных машин и машин другого назначения.

Кроме гусеничных трелевочных тракторов в лесозаготовительной промышленности работают колесные, выпускаемые как правило малыми партиями: Онежский тракторный завод — трелевочные тракторы ТКЛ-4-01 и ТКЛ-6-02, сортиментовозы ТКЛ-6-04 и ШЛК-6-04; Кировский завод — трелевочные тракторы К-703, МЛ-56. Кроме того, используются и тракторы, выпускаемые рядом зарубежных фирм: ЛТ-171 (Украина); ЛКТ-80, ЛКТ-120 (Словакия); Тимберджек (США).

Основные технические параметры колесных трелевочных тракторов приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Параметры колесных трелевочных тракторов

	ТКЛ-4-01	ТКЛ-6-02	К-703	МЛ-56	ЛТ-171	ЛКТ-120А	Тимберджек-660С
Масса эксплуатационная, т	14,7	18,7	17,4	17,0	12,4	9,9	16,6
Мощность двигателя, кВт	147,0	147,0	161,9	184,0	121,4	84,0	140,0
Грузоподъемность, т	7...9	16...20	7...9	7...9	5...7	4...5	7...9
Энергонасыщенность, кВт/т	10,0	7,9	9,3	10,8	9,8	8,5	8,4
Диапазон скоростей, км/ч	0...32,0	0...30,9	2,5...35,0	2,8...38,0	2,5...31,0	2,0...25,0	0...30,0
Колесная формула	4К4	6К6	4К4	4К4	4К4	4К4	4К4

Недостатком существующих трелевочных тракторов, используемых в качестве базы лесозаготовительных машин, являются низкая энергонасыщенность, малая грузоподъемность, большое давление на грунт и ограниченная проходимость, недостаточная надежность и несоответствие требованиям эргономики.

Созданные перспективные базовые лесопромышленные тракторы ТТ-4М и ТЛТ-100А, которые отвечают требованиям эргономики и безопасности труда, все же имеют недостаточную энергонасыщенность. Исследования показали, что прогрессивный гусеничный лесопромышленный трактор должен иметь несколько классов энергонасыщенности с диапазоном от 6 до 10 кВт/т. Энергонасыщенность трелевочного трактора должна для кон-

кретного региона определяться доминирующими свойствами волоков и характеристикой древостоя лесопромышленной зоны.

Для вывозки деревьев с 1977 г. Минским автомобильным заводом выпускались лесовозные автомобили-тягачи МАЗ-509А, а Кременчугским автомобильным заводом с 1969 г. — лесовозные автомобили-тягачи КраЗ-255Л. В небольшом количестве используются в качестве тягачей для лесовозного автопоезда автомобили повышенной проходимости автомобильного завода им. Лихачева (ЗИЛ-131). В настоящее время автомобильная промышленность поставляет более совершенные лесовозные автомобили-тягачи МАЗ-5434, КраЗ-6437 и Урал-4320 (Уральского автомобильного завода). Параметры лесовозных автопоездов на базе перечисленных автомобилей-тягачей приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Параметры лесовозных автопоездов

	Урал- 4320 + ГКБ- 9851	МАЗ- 5434 + ГКБ- 9362	КраЗ- 6439 + ГКБ- 9383	КраЗ- 260ЛС + ГКБ- 9385	КраЗ- 6437 + ГКБ- 9871	КраЗ- 6434 + 4р228
Масса автопоезда с грузом, т	25,93	34,00	41,76	47,40	42,00	72,00
Грузоподъемность автопоезда, т	15,0	20,9	25,5	29,0	25,5	45,0
в том числе тягача	6,5	6,9	11,5	9,2	11,5	17,0
прицепа-ропуски	8,5	14,0	14,0	19,8	14,0	28,0
Мощность двигателя, кВт	157,8	176,6	220,8	220,8	220,8	368,0
Удельная мощность, кВт/т	5,96	5,19	4,23	4,66	5,27	5,11

Лесовозный поезд узкоколейных железных дорог включает локомотив и лесовозные вагоны-сцепы, приспособленные для вывозки деревьев и хлыстов. Локомотивами называются тяговые машины железных дорог. К ним относятся: паровозы, электровозы, тепловозы. В лесной промышленности в основном эксплуатируются тепловозы, у которых источником механической энергии является двигатель внутреннего сгорания. При мощности двигателя менее 73 кВт тепловозы называют мотовозами. Вывозка древесины по УЖД осуществляется магистральными тепловозами в основном ТУ-7 с использованием вагонов-сцепов и платформ

ЛТ-14. Маневровые транспортные работы выполняют тепловозы ТУ-6А и ТУ-8А, их параметры приведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4

Параметры тепловозов УЖД

	ТУ-6А	ТУ-8А	ТУ-7
Служебная масса, т	15,6	15,6	24,0
Марка дизеля	ЯАЗ-204А	ЯМЗ-236	1Д12
Мощность двигателя, кВт	93,5	132,5	294,0
Конструкционная скорость, км/ч	42,0	42,0	50,0
Осевая формула	2-2	2-2	2-2
Тип трансмиссии	Механическая	Механическая	Гидромеханическая

4. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПОРШНЕВОГО ТИПА

4.1. Классификация двигателей

На современных лесотранспортных машинах устанавливают поршневые двигатели внутреннего сгорания.

Двигатели существующих и перспективных лесотранспортных машин можно классифицировать по нескольким признакам.

По роду используемого топлива различают двигатели: легкого жидкого топлива (карбюраторные и с непосредственным впрыском бензина); тяжелого жидкого топлива (дизельные); газообразного топлива (газовые); многотопливные (в которых можно использовать как легкие, так и тяжелые сорта жидкого топлива); смешанного топлива (газодизели).

По способу смесеобразования: с внешним смесеобразованием, при котором горючая смесь приготавливается вне цилиндра (карбюраторные, газовые); с внутренним смесеобразованием, когда горючая смесь приготавливается внутри цилиндра при впрыске топлива (дизельные, многотопливные, с впрыском бензина); с комбинированным смесеобразованием — внешним и внутренним (газодизели).

По способу воспламенения рабочей смеси; с воспламенением от сжатия (дизельные, многотопливные, газодизельные), с принудительным воспламенением при помощи искрового зажигания (карбюраторные, с впрыском бензина, газовые).

По числу тактов рабочего цикла: четырехтактные и двухтактные.

По расположению цилиндров различают двигатели с вертикальным, горизонтальным и V-образным расположением.

По способу охлаждения — двигатели с жидкостным и воздушным охлаждением.

У лесотранспортных машин преобладающее применение получили четырехтактные дизельные двигатели, с вертикальным и V-образным расположением цилиндров и с их числом 4, 6 и 8, с жидкостным охлаждением.

Отечественная промышленность выпускает дизели двигателей, предназначенные для работы на легких и тяжелых моторных топливах, т. е. многотопливные или «всеядные». С целью экономии жидкого моторного топлива и уменьшения загрязнения окружающей среды наблюдается тенденция расширения применения на грузовых автомобилях двигателей, работающих на газе, и дизелей, в цилиндр которых совместно с воздухом поступает газ. Такой двигатель называется газодизельным.

4.2. Технический уровень и параметры двигателей

В работе двигателей лесотранспортных машин преобладают не установившиеся режимы, напряженные переходные процессы с изменением в большом диапазоне крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала. В связи с этими особенностями работы лесотранспортных машин, большое значение для их двигателей приобретают: высокая надежность и повышенный ресурс в тяжелых условиях эксплуатации; хорошие динамические свойства при не установившихся режимах работы; высокая топливная экономичность; быстрый и надежный пуск при низких температурах окружающего воздуха; необходимые мощностные и другие показатели, обеспечивающие эффективную работу машины в различных производственных условиях; малые габаритные размеры и удельная масса; простота обслуживания и регулировок; возможность отбора мощности для привода технологического оборудования.

Технический уровень двигателя лесотранспортной машины определяется совершенством конструкции, организацией процесса смесеобразования и стоимостью производства. Номенклатура включает следующие основные показатели технического уровня двигателей: надежность; совершенство преобразования тепловой энергии в механическую, которое оценивается удельным расходом топлива

или эффективным КПД; мощность двигателя, отнесенная к единице его рабочего объема и единице площади поршня; масса двигателя, приходящаяся на единицу мощности; габаритные размеры; степень токсичности и дымности отработанных газов; уровень шума, создаваемый при работе; стоимость двигателя при изготовлении, эксплуатации и ремонте; простота и удобство обслуживания.

В процессе совершенствования существующих и создания перспективных лесотранспортных машин изменяются марки и параметры устанавливаемых двигателей. Кроме этого, в лесозаготовительной промышленности на транспорте древесины используются не только лесотранспортные машины, но и промышленные тракторы и автомобили общего назначения. В табл. 4.1 и 4.2 приведены технические параметры двигателей машин, применяемых на транспорте древесины.

Таблица 4.1

Параметры тракторных дизельных двигателей

Марка двигателя	Номинальная мощность двигателя $N_{\text{н}}$, кВт	Частота вращения n , мин ⁻¹	Число цилиндров, i	Диаметр цилиндра D , мм	Ход поршня S , мм	Рабочий объем V , л	Минимальный удельный расход топлива $g_{\text{емин}}$, г/(кВт · ч)
СМД-14БН	61,1	1800	4	120	140	6,33	245
СМД-18Н	73,6	1900	4	120	140	6,33	245
СМД-68	121,0	2000	6	130	115	9,15	231
СМД-72	158,0	2100	6	130	115	9,15	231
А-01МЛ	88,3	1650	6	130	140	7,43	241
А-03МЛ	95,5	1875	6	130	140	11,15	245
ЯМЗ-238НБ	158,0	1700	8	130	140	14,80	225
ЯМЗ-8423	184,0	1700	8	140	140	17,24	228

На гусеничных трелевочных тракторах устанавливаются четырехтактные дизельные двигатели с вертикальным расположением цилиндров СМД-14БН, А-01МЛ, А-03МЛ. В настоящее время выпускаются малой серией базовые колесные тракторы К-703, К-703М, МЛ-56, ТКЛ-4-01, ТКЛ-6-02, на которых устанавливаются двигатели ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-8423, СМД-68, СМД-72.

В перспективе на лесовозных автомобилях будут устанавливаться только четырехтактные дизельные двигатели типа ЯМЗ. Например, на лесовозе КрАЗ-6437 установлен дизель ЯМЗ-238Ф, который

является модернизированной моделью базового двигателя ЯМЗ-238 и по большинству деталей унифицирован с ним. В лесной промышленности на вывозке древесины в небольшом количестве применяются автомобили ЗИЛ с карбюраторными двигателями, табл. 4.2.

Таблица 4.2

Параметры автомобильных двигателей

Марка двигателя	Номинальная мощность двигателя N_n , кВт	Частота вращения n , мин ⁻¹	Число цилиндров, i	Диаметр цилиндра D , мм	Ход поршня S , мм	Минимальный удельный расход $g_{мин}$, г/(кВт · ч)
<i>Карбюраторные</i>						
ЗИЛ-130	110,3	3200	8	100	95	325
ЗИЛ-133	161,7	3600	8	108	95	320
ЗИЛ-375	128,6	3200	8	108	95	325
<i>Дизельные</i>						
ЯМЗ-236	132,3	2100	6	130	140	223
ЯМЗ-238Ф	176,5	2100	8	130	140	223
ЯМЗ-240	264,7	2100	12	130	140	228
ЯМЗ-740	154,4	2600	8	120	120	221
ЯМЗ-741	191,7	2600	12	120	120	222

Способ смесеобразования и форма камеры сгорания двигателя Ярославского и Алтайского заводов и нового дизеля ЗИЛ-645 позволяют применять их как многотопливные, после незначительного переоборудования.

4.3. Общее устройство, основные понятия и конструктивные параметры двигателей

Двигатели внутреннего сгорания поршневого типа включают в себя кривошипно-шатунный и газораспределительный механизмы и несколько систем: охлаждения, смазки, питания и пуска. Двигатели карбюраторные, с впрыском бензина и работающие на газе, имеют систему зажигания.

К основным конструктивным параметрам двигателя относятся диаметр цилиндра D (рис. 4.1), ход поршня S и число цилиндров.

ров. Перемещение поршня 1 в цилиндре 2 сопровождается изменением направления движения, которое происходит в двух крайних точках при нулевой его скорости.

Крайнее верхнее положение называется верхней мертвой точкой (ВМТ), а крайнее нижнее — нижней мертвой точкой (НМТ).

Ход поршня — расстояние между ВМТ и НМТ, равное удвоенному радиусу кривошипа R ($S = 2R$). Следовательно, поворот коленчатого вала на 180° соответствует ходу поршня.

Объем камеры сгорания — объем пространства над поршнем при нахождении его в ВМТ (V_c).

Рабочий объем цилиндра — объем, освобождаемый поршнем при перемещении его из ВМТ от НМТ (V_h).

Полный объем — объем пространства над поршнем при нахождении его в НМТ (V_a):

$$V_a = V_c + V_h. \quad (4.1)$$

Рабочий объем двигателя — это произведение рабочего объема цилиндра V_h на число цилиндров i :

$$V_a = V_h i = \frac{\pi D^2}{4} S \cdot i. \quad (4.2)$$

Степень сжатия ε :

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c}. \quad (4.3)$$

Рабочий объем цилиндра влияет на объем (массу) свежего заряда воздуха или горючей смеси, поступившей в цилиндр.

Степень сжатия — безразмерный параметр, показывающий, во сколько раз уменьшается объем воздуха или рабочей смеси (смесь остаточных газов и горючей смеси). С увеличением степени сжатия повышается мощность двигателя и топливная экономичность. Однако предельные

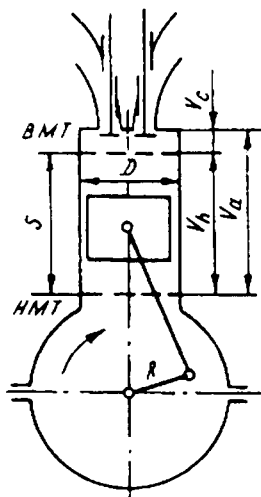


Рис. 4.1. Схема для определения основных параметров двигателя

значения степени сжатия ограничиваются свойством моторного топлива, мощностью пусковых средств, тепловой и силовой напряженностью конструкции, токсичностью отработанных газов.

Карбюраторные двигатели, работающие на бензине, имеют степень сжатия 8,0...10,0, на газе — 7,0...9,0, а дизельные двигатели — 16,0...23,0.

Частота вращения коленчатого вала карбюраторного двигателя грузового автомобиля при номинальной мощности составляет 2800...3800 мин⁻¹, а автотракторных дизелей — 1600...2600 мин⁻¹.

4.4. Рабочий цикл и индикаторная программа двигателя

Рабочий цикл — совокупность тепловых, химических и газодинамических процессов, последовательно, периодически повторяющихся в цилиндре двигателя с целью преобразования тепловой энергии топлива в механическую энергию. Цикл включает пять процессов: впуск, сжатие, сгорание (горение), расширение, выпуск.

На тракторах и автомобилях, применяемых в лесной промышленности и лесном хозяйстве, устанавливаются дизельные и карбюраторные четырехтактные двигатели. Лесотранспортные машины, в основном, оснащаются четырехтактными дизельными двигателями.

В процессе впуска цилиндр двигателя заполняется свежим зарядом, представляющим собой очищенный воздух у дизельного двигателя или горючую смесь очищенного воздуха с топливом (газом) у карбюраторного двигателя и газодизеля. Горючей смесью воздуха с мелкораспыленным топливом, его парами или горючими газами должно обеспечиваться распространение фронта пламени во всем занятом пространстве.

В процессе сжатия в цилиндре сжимается рабочая смесь, состоящая из свежего заряда и остаточных газов (карбюраторные и газовые двигатели) или из свежего заряда, распыленного топлива и остаточных газов (дизели, многотопливные и с впрыском бензина двигатели и газодизели).

Остаточными газами называются продукты сгорания, оставшиеся после завершения предыдущего цикла и участвующие в следующем цикле.

В двигателях с внешним смесеобразованием рабочий цикл протекает за четыре такта: впуска, сжатия, расширения и выпуска.

Такт впуска (рис. 4.2а). Поршень 1, под воздействием вращения коленчатого вала 9 и шатуна 5, перемещаясь к НМТ, создает разрежение в цилиндре 2, в результате чего свежий заряд горючей смеси поступает по трубопроводу 3 через впускной клапан 4 в цилиндр 2.

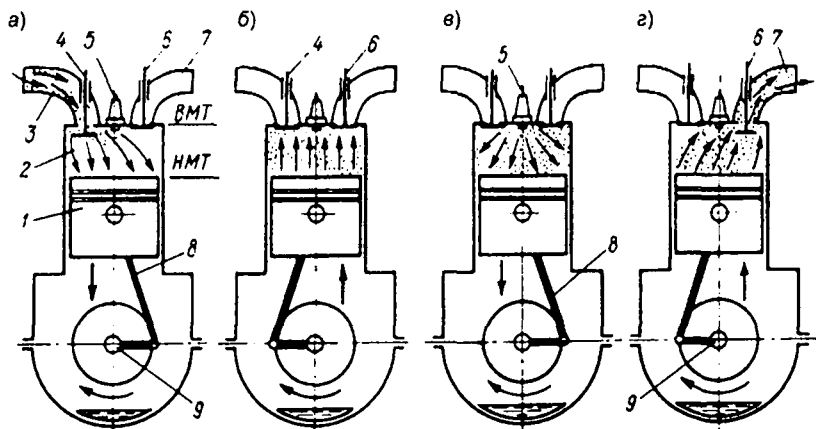


Рис. 4.2. Рабочий цикл четырехтактного одноцилиндрового двигателя с внешним смесеобразованием:

а — впуск; б — сжатие; в — рабочий ход; г — выпуск.

Такт сжатия (рис. 4.2б). После заполнения цилиндра свежим зарядом впускной клапан закрывается, а поршень, перемещаясь к ВМТ, сжимает рабочую смесь. При этом в цилиндре повышаются температура и давление. В конце такта рабочая смесь воспламеняется от искры, возникающей между электродами свечи 5, и начинается процесс сгорания.

Такт расширения или рабочий ход (рис. 4.2в). В результате сгорания рабочей смеси образуются газы (продукты сгорания), температура и давление которых резко возрастают к приходу поршня в ВМТ. Под воздействием высокого давления газов поршень перемещается к НМТ, при этом совершается полезная работа, передаваемая на вращающийся коленчатый вал.

Такт выпуска (см. рис. 4.2з). В этом такте происходит очистка цилиндра от продуктов сгорания. Поршень, перемещаясь к ВМТ, через открытый выпускной клапан 6 и трубопровод 7 выталкивает продукты сгорания в атмосферу. В конце такта давление в цилиндре незначительно превышает атмосферное давление, поэтому в цилиндре остается часть продуктов сгорания, которые смешиваются с горючей смесью, заполняющей цилиндр при такте впуска следующего рабочего цикла.

Принципиальное отличие рабочего цикла двигателя с внутренним смесеобразованием (дизельных, газодизельных, многотопливных) состоит в том, что на такте сжатия топливоподающая аппаратура системы питания двигателя впрыскивает мелкораспыленное жидкое моторное топливо, которое перемешивается с воздухом (или смесью воздуха с газом) и воспламеняется. Высокая степень сжатия двигателя с воспламенением от сжатия позволяет нагреть рабочую смесь в цилиндре выше температуры самовоспламенения жидкого топлива.

Рабочий цикл двухтактного карбюраторного двигателя (рис. 4.3) применяемого для пуска дизеля трелевочного трактора, совершается за два хода поршня или за один оборот коленчатого вала. При этом один такт является рабочим, а второй — вспомогательным. В двухтактном карбюраторном двигателе отсутствуют впускной и выпускной клапаны, их функцию выполняют впускное, выпускное и продувочные окна, которые открываются и закрываются поршнем при его движении. Через эти окна рабочая полость цилиндра сообщается с впускными и выпускными трубопроводами, а также с герметичным картером двигателя.

Индикаторная диаграмма. Рабочий или действительный цикл двигателя внутреннего сгорания отличается от теоретического, изучаемого в термодинамике, свойствами рабочего тела, представляющего собой реальные газы переменного химического состава, скоростью подвода и отвода тепла, характером теплообмена между рабочим телом и окружающими его деталями и другими факторами.

Действительные циклы двигателей графически изображаются в координатах: давление — объем (p, V) или в координатах: давление — угол поворота коленчатого вала (p, φ). Такие графические

зависимости от указанных параметров называются индикаторными диаграммами.

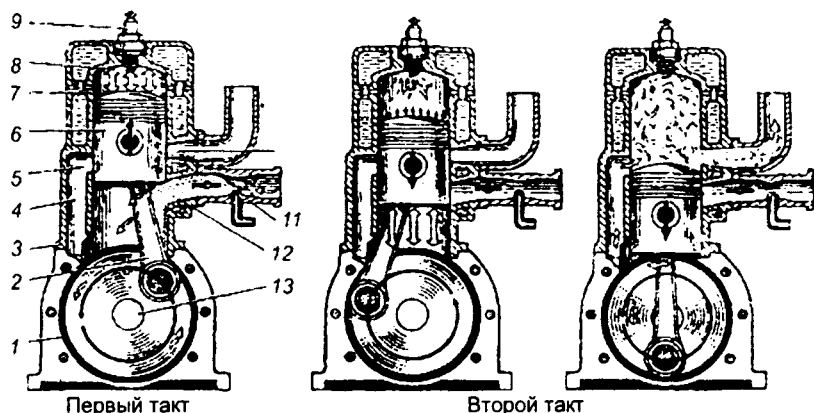


Рис. 4.3. Схема устройства и рабочий цикл двухтактного карбюраторного двигателя:

1 — кривошипная (продувочная) камера; 2 — шатун; 3 — нижняя часть цилиндра, соединяющаяся с кривошипной камерой; 4 — продувочный канал; 5 — продувочное окно; 6 — поршень; 7 — цилиндр; 8 — головка цилиндра; 9 — свеча зажигания; 10 — выпускное окно; 11 — карбюратор; 12 — впускное окно; 13 — коленчатый вал

Наиболее достоверные индикаторные диаграммы получаются экспериментально, приборными методами, непосредственно на двигателях. Индикаторные диаграммы, полученные расчетным путем на основании данных теплового расчета, отличаются от действительных циклов вследствие несовершенства методов расчета и применяемых допущений.

На рис. 4.4 приведены индикаторные диаграммы четырехтактных карбюраторного и дизельного двигателей.

Контур r, a, c, z, b, r представляет собой диаграмму рабочего цикла четырехтактного двигателя. Она отражает пять чередующихся и частично перекрывающихся друг друга процессов: впуск, сжатие, сгорание, расширение и выпуск. Процесс впуска (r, a) начинается до прихода поршня в ВМТ (около точки r) и заканчивается после НМТ (в точке b). Процесс сжатия заканчивается в точке c , в момент воспламенения рабочей смеси у карбюраторного

двигателя или в момент начала впрыска топлива у дизеля. В точке c начинается процесс сгорания, который заканчивается после точки z . Процесс расширения или рабочий ход (r, b) заканчивается в точке b . Процесс выпуска начинается в точке b , т. е. в момент открытия выпускного клапана, и заканчивается за точкой r .

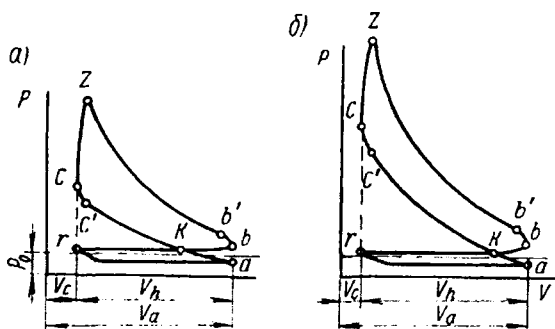


Рис. 4.4. Индикаторные диаграммы четырехтактных двигателей: a — карбюраторного; $б$ — дизельного

Площадь r, a, c, b, r построена в координатах $p-V$, следовательно, в определенном масштабе характеризует работу, развиваемую газами в цилиндре. Индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя состоит из положительной и отрицательной площадей. Положительная площадь ограничена линиями сжатия и расширения k, c, z, b, k и характеризует полезную работу газов; отрицательная ограничена линиями впуска и выпуска и характеризует работу газов, затрачиваемую на преодоление сопротивления при впуске и выпуске. Отрицательная площадь диаграммы незначительна, ее величиной можно пренебречь, а вычисление производить только по контуру диаграммы. Площадь этого контура эквивалентна индикаторной работе, ее планиметрируют для определения среднего индикаторного давления.

Индикаторной работой цикла называют работу за один цикл, определяемую по индикаторной диаграмме.

Среднее индикаторное давление — это такое условное постоянно действующее давление в цилиндре двигателя, при котором работа газа за один ход поршня равна индикаторной работе цикла.

Среднее индикаторное давление p определяется по индикаторной диаграмме:

$$p_i = \frac{F}{l} m, \quad (4.4)$$

где p — среднее индикаторное давление, МПа; F — площадь контура k, c, z, b, k индикаторной диаграммы, мм²; l — длина индикаторной диаграммы, мм; m — масштаб давления, т. е. величина, показывающая, сколько МПа соответствует 1 мм высоты индикаторной диаграммы.

Величина p_i , в основном, зависит от количества тепла, выделившегося при сгорании топлива, и совершенства организации рабочих процессов в двигателе.

5. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДВИГАТЕЛЯ

5.1. Состав, свойства и реакции сгорания топлива

В двигателях лесотранспортных машин применяется жидкое моторное топливо, получаемое, в основном, перегонкой или деструктивной переработкой нефти. Расширяется производство жидкого топлива путем переработки каменного и бурого угля, а также сланцев. В жидком топливе, полученном из нефти, содержится 85...86% углерода, 13...15% водорода и в незначительном количестве азот, кислород и сера.

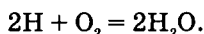
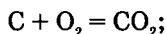
В ближайшие годы следует ожидать применения «альтернативных топлив» для двигателей лесотранспортных машин. Одним из самых полноценных заменителей жидкого моторного топлива является сжиженный (нефтяной) углеводородный газ — пропан-бутан. Автомобиль, работающий на сжиженном газе, не снижает свои технико-эксплуатационные показатели, но резко уменьшает загрязнение окружающей среды. Серийно выпускаются автомобили, работающие на сжатом природном газе (метане), но технико-экономические показатели таких автомобилей несколько хуже, чем автомобилей, оснащенных двигателями, работающими на сжиженном газе. За рубежом в качестве заменителя нефтяного топлива применяются спирты — метиловый и этиловый (метанол, этанол). Спирты имеют меньшую, чем у бензина, теплотворную способность, высокую скрытую теплоту испарения, низкую упругость паров и температуру кипения. Поэтому их применение ведет к снижению запаса хода автомобиля, ухудшению пусковых свойств двигателя. Однако при работе на метаноле возрастает мощность и КПД двигателя, снижаются тепловая напряженность деталей, закоксовывание и нагарообразование. Ведутся работы по использованию в качестве моторного топлива водорода.

На качество горения влияют свойства топлива, характеризующиеся показателями, некоторые из них приведены ниже.

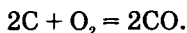
Под элементарным составом топлива понимают массовое содержание отдельных элементов топлива. Элементарный состав жидкого топлива, выраженный в единицах массы, состоящий из углерода С, водорода Н и кислорода O_r , можно записать следующим образом:

$$C + H + O_r = 1 \text{ кг.}$$

Полное сгорание топлива в цилиндре можно рассматривать как результат реакции окисления углерода и водорода, что соответствует химическим уравнениям:



В результате реакции углерода и водорода с кислородом воздуха образуются соответственно углекислый газ и водяной пар:



При расчете реакции сгорания принимают сухой воздух с содержанием кислорода по массе 23%, а по объему 21%. При этих условиях для полного сгорания 1 кг топлива теоретически необходимое количество сухого атмосферного воздуха l_0 определяется выражениями:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left/ \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_r \right) \right.$$

или в кмоль:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{21} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right).$$

Связь между l_0 и L_0 имеет вид:

$$l_0 = m_a L_0 = 28,97,$$

где m_a — кажущаяся молекулярная масса воздуха.

В реальном двигателе в зависимости от способа смесеобразования, организации рабочих процессов и режимов работы, соотношения топлива и воздуха, поступающих в цилиндр, изменяются.

Коэффициент избытка воздуха. В реальных условиях эксплуатации двигателей лесотранспортных машин

действительное количество воздуха, участвующего в реакции, может быть больше или меньше теоретически необходимого для полного сгорания. Отношение количества воздуха в горючей смеси L к количеству воздуха, которое необходимо для полного сгорания топлива L_0 , называется коэффициентом избытка воздуха α :

$$\alpha = \frac{L}{L_0}. \quad (5.1)$$

В зависимости от значения α состав горючей смеси принято называть: нормальная смесь, если $\alpha = 1$; бедная смесь (избыток кислорода), если $\alpha > 1$; богатая смесь (недостаток кислорода), если $\alpha < 1$.

В карбюраторных двигателях преобладает количественное регулирование с изменением α в пределах 0,8...1,3. Максимальная топливная экономичность и устойчивое развитие протекания процесса сгорания достигается при $\alpha = 1,1...1,3$ с полностью открытой дроссельной заслонкой. Однако, максимальную мощность двигатель развивает при работе на обогащенной смеси ($\alpha = 0,85...0,90$).

В дизельном двигателе применяется качественное регулирование, при котором в зависимости от нагрузки коэффициент α изменяется от 1,25...1,4 при полной нагрузке до нескольких единиц при холостом ходу.

Теплотворная способность топлива. Количество выделившейся теплоты при полном сгорании массовой единицы топлива называют теплотой сгорания или теплотворной способностью топлива. В расчетах принимают за низшую такую теплотворную способность топлива h_u , которая меньше высшей на величину скрытой теплоты парообразования воды. Если известен элементарный состав топлива, то его теплотворная способность может быть приближенно подсчитана по эмпирической формуле Д. И. Менделеева:

$$h_u = 34,013C + 125,6H - 10,9(O_2 + C) - 2,512(9H + W),$$

где C , H , O_2 , W — соответственно, массы содержания в 1 кг топлива: углерода, водорода, кислорода, серы и влаги; низшая теплотворная способность бензина около 44 МДж/кг, а дизельного топлива 42,5 МДж/кг.

Коэффициент использования тепла. Процесс сгорания сопровождается тепловыми потерями, возникающими вследствие: отвода тепла в окружающую среду; догорания смеси в процессе расширения; проникновения топлива в картер двигателя; поглощения тепла на расщепление молекул H_2O и CO_2 . Все эти потери учитываются коэффициентом использования тепла:

$$\xi = \frac{h_u - \Delta Q}{h_u}, \quad (5.2)$$

где h_u — низшая теплотворная способность топлива, МДж/кг; ΔQ — потери тепла в процессе сгорания, МДж/кг.

В этом коэффициенте отражается теплотворная способность топлива, которая используется для повышения энергии газов в процессе сгорания. Значение коэффициента ξ зависит от совершенства смесеобразования, состава смеси, режимов работы двигателя и ряда других факторов.

При работе двигателя ξ изменяется в следующих пределах: карбюраторный $\xi = 0,85 \dots 0,95$; дизельный $\xi = 0,70 \dots 0,85$.

Продукты сгорания. При полном сгорании жидкого топлива ($\alpha \geq 1$) образуются следующие основные продукты сгорания: CO_2 — углекислый газ (1...12% по объему); H_2O — пары воды (0,5...5,5%); N_2 — азот воздуха (74...78%); O_2 — избыточный кислород (0...9%). При неполном сгорании жидкого топлива ($\alpha < 1$) в продуктах сгорания присутствует продукт неполного сгорания части углерода топлива CO .

5.2. Процессы рабочего цикла

Общая характеристика процессов газообмена. Процессами газообмена называются процессы очистки цилиндров двигателя от продуктов сгорания и заполнения их свежим зарядом. В зависимости от тактности двигателя и способа наполнения цилиндров эти два процесса взаимосвязаны и в определенный период протекают одновременно. Масса свежего заряда, поступившего в цилиндр, зависит от качества его очистки в процессе выпуска. Протекание процессов газообмена сопровождается сложными газодинамическими явлениями, связанными с

неустановившимся движением газовых потоков через переменные проходные сечения клапанов и непрерывным изменением давления и температуры.

В четырехтактном двигателе процессы газообмена совершаются в течение двух тактов цикла или за два хода поршня, которые называются насосными ходами, так как цилиндры в этих тактах работают подобно газовым насосам. На графиках индикаторных диаграмм (см. рис. 4.3) процессы газообмена начинаются в точке «в» и заканчиваются в точке «а». Для качественного газообмена продолжительность процесса впуска и процесса выпуска, длительность которых определяется продолжительностью нахождения впускного и выпускного клапанов в открытом состоянии, должна быть больше одного такта цикла, т. е. 180° поворота коленчатого вала.

Фазами газораспределения называются моменты начала открытия и конца закрытия впускного и выпускного клапанов, выраженное в углах поворота коленчатого вала относительно ВМТ и НМТ.

У современных двигателей лесотранспортных машин клапаны открываются с опережением и закрываются с большим запаздыванием, причем имеется значительное их перекрытие, что позволяет повысить их пропускную способность и использовать в период выпуска и впуска динамические свойства газовых потоков для улучшения очистки и наполнения цилиндров.

Процесс впуска. В процессе впуска происходит заполнение цилиндра свежим зарядом, от массы которого прямопропорционально зависит мощность двигателя. На массовое количество заряда за один впуск влияет ряд факторов: величина и продолжительность открытия впускного отверстия, давление и температура остаточных газов, температура свежего заряда, гидравлическое сопротивление впускного тракта.

Процесс впуска состоит из трех фаз: предварение впуска, основной впуск и опаздывание впуска. Впускной клапан открывается за $10...30^\circ$ до прихода поршня в ВМТ. Это называют **предварением впуска**. Такое предварительное открывание клапана обеспечивает достаточное проходное сечение впускного отверстия к приходу поршня в ВМТ и началу поступления свежего заряда в цилиндр, что улучшает его наполнение. После предварения в

ВМТ начинается основной впуск, который продолжается 180° и заканчивается к приходу поршня в НМТ. За время первых двух фаз в цилиндр поступает 85...90% массы от всего заряда. Последняя фаза начинается от момента прохождения поршня НМТ и заканчивается в момент закрытия впускного клапана. В течение этой фазы, называемой опаздыванием впуска, происходит дозарядка цилиндра за счет ранее созданного разрежения и использования энергии потока свежего заряда.

Коэффициент наполнения. Массовое наполнение цилиндра зависит от условий эксплуатации, рабочих режимов, типа и размерности (S , D) двигателя. Совершенство процесса впуска принято оценивать коэффициентом наполнения η_v , равным отношению свежего заряда, фактически поступившего в цилиндр G_1 , к той массе свежего заряда G_0 , которая могла бы разместиться в рабочем объеме цилиндра при условиях на впуске:

$$\eta_v = \frac{G_1}{G_0}. \quad (5.3)$$

При работе двигателя с полной нагрузкой на различных скоростных режимах коэффициент наполнения находится в следующих пределах: для карбюраторных двигателей $\eta_v = 0,65 \dots 0,85$; для дизельных двигателей $\eta_v = 0,70 \dots 0,90$.

На величину коэффициента наполнения влияет ряд факторов: частота вращения коленчатого вала, нагрузка и др.

Коэффициент остаточных газов. Остаточные газы оказывают значительное влияние на процессы наполнения и сгорания в карбюраторных двигателях. В дизельных двигателях, имеющих большую степень сжатия, остаточных газов всего 3...4%, поэтому они практически не влияют на процесс сгорания. Давление остаточных газов к началу впуска свежего заряда зависит, в основном, от «время-сечения» выпускного клапана и гидравлического сопротивления выпускной системы. Количество остаточных газов в свежем заряде принято оценивать коэффициентом остаточных газов:

$$\gamma = \frac{G_r}{G_1}, \quad (5.4)$$

где G_r — масса остаточных газов в цилиндре; G_1 — масса свежего заряда.

Давление в конце впуска составляет $P_i = (1,05 \dots 1,20)P_0$, где P_0 — давление окружающей среды. Температура остаточных газов T_i у дизеля 700...900 К, а у карбюраторных двигателей 1000...1200 К.

Значение коэффициента остаточных газов при полной нагрузке находится в пределах: для карбюраторных двигателей $\gamma = 0,07 \dots 0,014$; для дизельных двигателей $\gamma = 0,03 \dots 0,04$.

Процесс сжатия. Процесс сжатия рабочей смеси протекает под воздействием поршня, перемещающегося от НМТ к ВМТ. При этом в реальном двигателе происходит непрерывный, переменный по величине и направлению теплообмен между рабочими телами и окружающей его поверхностью, утечка части смеси через неплотности в сопряжениях.

У карбюраторных двигателей со степенью сжатия 7...9 при работе с полностью открытой дроссельной заслонкой давление конца сжатия около 1,5 МПа. Дросселирование сопровождается понижением давления конца сжатия пропорционально давлению впуска. Давление конца сжатия у дизельных двигателей достигает 4,0...5,0 МПа, что является следствием более высокой степени сжатия. Температура в конце сжатия составляет 600...800 К для карбюраторных двигателей и 750...950 К — для дизельных.

Процесс сгорания. В конце такта сжатия за 10...40° поворота коленчатого вала до прихода поршня в ВМТ в двигателе с искровым зажиганием смесь воспламеняется от электрической свечи, а в двигателях с воспламенением от сжатия — через форсунку впрыскивается топливо.

Воспламенение топлива в камере сгорания возможно при резком увеличении скорости реакции путем повышения кинетической энергии молекул. В двигателе с искровым зажиганием повышение энергии реагирующих молекул достигается путем значительного нагрева наибольшего количества горючей смеси. В определенных условиях источником тепловой энергии может быть как искра, так и нагретые элементы камеры сгорания, нагар и т. п.

Скорость распространения фронта пламени при нормальном сгорании около 40 м/с. По мере сгорания части смеси, расположенной вблизи электродов свечи, повышаются температура и давление оставшейся смеси, что приводит к появлению активных зон. Окончание процесса сгорания зависит от условий. При бла-

гоприятных условиях возможно спокойное окончание процесса с нормальной скоростью распространения фронта пламени. Под влиянием термического воздействия молекулы кислорода активизируются и повышается склонность углеводородов топлива к образованию активных частиц. Если концентрация активных частиц в смеси, сгораемой в конце процесса, превзойдет определенный предел, произойдет цепочно-тепловой взрыв. При этом скорость распространения фронта пламени увеличивается до 2000 м/с, резко повышается давление до 15,0 МПа и образуются ударные волны газов, периодически воздействующие на стенки камеры сгорания. Такой процесс называется детонацией.

Признаки детонационного горения следующие: резкие металлические стуки, вызванные ударами волн газов о стенки камеры сгорания и днище поршня, а также вибрацией деталей; перегрев двигателя вследствие усиления теплоотдачи газов под влиянием волнового давления, поверхности камеры сгорания; повышение дымности выхлопа, как результат диссоциации газов с выделением свободного углерода; снижение мощности и топливной экономичности двигателя из-за повышения теплоотдачи, увеличение механических потерь и диссоциации газов. Детонационное сгорание часто возникает из-за несоответствия свойств бензина степени сжатия двигателя и конструкции камеры сгорания. Одно из основных свойств бензина — детонационная стойкость, которая оценивается октановым числом. Наибольшие скорость сгорания, температура и давление цикла наблюдаются при сгорании смеси мощностного состава ($\alpha = 0,85 \dots 0,90$). Следовательно, такие смеси имеют наибольшую склонность к детонационному сгоранию. Увеличение относительного количества остаточных газов в горючей смеси, снижение температуры и давления процесса сгорания исключает возникновение детонации.

На вероятность возникновения детонационного сгорания влияют степень сжатия, тепловой режим двигателя, преждевременное воспламенение, вызванное разогретыми деталями камеры сгорания и раскаленными частицами, угол опережения зажигания.

Температура газов в конце сгорания составляет 2400...2800 К для карбюраторных двигателей и 1800...2300 К для дизелей.

Максимальное давление в конце сгорания 4,0...6,0 МПа в карбюраторном двигателе и 7,0...12,0 МПа в дизелях.

Процесс расширения. После сгорания топлива образующиеся газы расширяются и давят на поршень, при этом совершается полезная работа. Процесс расширения протекает по сложному закону, зависящему от характера теплообмена при догорании топлива, утечки газов и других факторов.

Процесс выпуска. Процесс выпуска условно можно разделить на предварение выпуска и основной выпуск. Во время предварения выпуска, продолжающееся от момента открытия выпускного отверстия до перехода поршня в НМТ, отработанные газы под давлением 0,3...0,5 МПа с температурой 1200...1500 К отводятся в атмосферу. Основной выпуск начинается при движении поршня от НМТ и заканчивается в момент закрытия выпускного отверстия. В начальной фазе основного выпуска газы выбрасываются в атмосферу за счет собственного избыточного давления, а в дальнейшем — выталкиваются поршнем.

5.3. Токсичность продуктов сгорания и методы ее снижения

Автомобильные и тракторные двигатели внутреннего сгорания имеют высокую надежность, хорошую топливную экономичность, создают необходимые тягово-сцепные свойства автомобиля и трактора в различных производственных условиях. Вместе с тем, по мере роста автомобильного и тракторного парка, все больше стал проявляться существенный недостаток ДВС — он оказался причиной значительного загрязнения окружающей среды, особенно в крупных городах. При большом скоплении автомобилей количество выбрасываемых с выхлопными газами вредных веществ становится недопустимо большим. В Российской Федерации, как и в других развитых странах, двигатели автомобилей и тракторов стали главными загрязнителями атмосферы. Установлено, что во многих городах РФ вредные выбросы отработавших газов ДВС в 4–5 раз превышают загрязнение воздуха промышленными предприятиями.

Несмотря на многочисленные попытки заменить двигатель внутреннего сгорания каким-либо другим, не выделяющим токсичные вещества, альтернативы ему пока нет. А если принци-

ально новый двигатель и появится, то переналадка производства для его крупносерийного выпуска потребует грандиозных капиталовложений и произойдет далеко не сразу. Вместе с тем, уже сейчас человечество подошло к той черте, когда без экологически чистого автомобиля просто не обойтись. И выход пока видится один — надо если не полностью исключить, то во всяком случае свести к минимуму вредные выбросы ДВС.

Во время работы автотракторного двигателя внутреннего сгорания изменяются скоростные и нагрузочные режимы. На всех режимах работы желательно обеспечить питание двигателя оптимальным составом горючей смеси. Известно, что топливо сгорает в камере при взаимодействии с кислородом из воздуха. Этот процесс сопровождается интенсивным выделением тепла, которое и преобразуется в работу. По химическому составу топлива можно подсчитать, какое количество воздуха нужно для его полного сгорания. Теоретически, при идеальной организации рабочих процессов, для сгорания 1 кг бензина требуется 14,85 кг воздуха, однако на практике этого количества оказывается недостаточно. Однако воспламенение и сгорание горючей смеси длится тысячные доли секунды, и к такому быстрому процессу она недостаточно хорошо подготовлена. В смеси остаются газы от предыдущего цикла, препятствующие доступу кислорода к частицам топлива; кроме того, не удается добиться ее идеального перемешивания. В результате не все топливо окисляется до конечных продуктов, и для нормального протекания процесса сгорания его приходится добавлять.

При средних нагрузках главное внимание обращается на экономичность, поэтому в камеру сгорания подается несколько обедненная смесь. При небольшом обогащении смеси скорость ее сгорания увеличивается, в камере развиваются более высокие температура и давление. Для максимальных нагрузок или резкого перехода с малой нагрузки на большую требуется богатая смесь. Большое количество топлива подается в цилиндры и при пуске холодного двигателя, когда горючую смесь образуют только самые легкие фракции топлива. В этих случаях из-за недостатка кислорода топливо сгорает не полностью. Двигатель хотя и развивает большую мощность, но работает неэкономично и выбрасывает в атмосферу токсичные продукты неполного сгорания. Это объясняется тем, что в процессе такого горения топлива синтезируются

ядовитые вещества и выбрасываются с продуктами сгорания в атмосферу. В таких отработанных газах содержится свыше 200 вредных компонентов, из них около 160 — углеводороды.

Итак, в процессе горения образуются отработавшие газы, которые содержат основные компоненты CO_2 , H_2O , N_2 , окись углерода CO , соединения азота, представляющие собой смесь различных окислов (NO , N_2O_5 и др.), различные не окислившиеся углеводородные соединения C_xH_y , частицы сажи C , альдегиды и другие компоненты. Сгорание богатых смесей ($\alpha < 1$) в цилиндрах карбюраторных двигателей сопровождается образованием окиси углерода, а однородных обедненных смесей — образованием окислов азота (рис. 5.1). В дизелях, работающих на обедненных смесях, образование в продуктах сгорания небольшого количества окиси углерода объясняется несовершенством смесеобразования и появлением в камерах сгорания зон с обогащенной смесью. При работе дизелей на богатых смесях ($\alpha < 0,5$) происходит распад молекул топлива с выделением углерода в виде сажи. Количество образующихся окислов азота в продуктах сгорания жидких моторных топлив определяется в основном температурой и наличием свободного кислорода в разных зонах камеры сгорания. В условиях высоких температур в цилиндре при сгорании топлива образуется в основном окись азота, которая превращается в NO_2 при снижении температуры и наличии свободного кислорода в системе выпуска и даже атмосфере. Значительную опасность для здоровья человека представляют окислы азота, которых выбрасывается в атмосферу при работе двигателя значительно меньше, чем окиси углерода, но которые примерно в 10 раз токсичнее, чем окись углерода. Углеводороды несгоревшего топлива появляются в продуктах сгорания из-за наличия в рабочей смеси зон с чрезмерным недостатком или избытком кислорода, а также при пропусках воспламенения. Альдегиды образуются в период, предшествующий основному горению, когда рабочая смесь контактирует со стенками камеры сгорания, имеющими относительно низкую температуру.

Токсичность продуктов сгорания топлива в дизелях зависит в основном от содержания в них окислов азота, а в карбюраторных двигателях — от концентрации окиси углерода и окислов азота. Углеводороды, выбрасываемые в атмосферу поршневыми ДВС, не представляя сами по себе большой опасности, при определенных

атмосферных условиях способствуют образованию тумана, обла-
дающего вредным действием и называемого смогом.

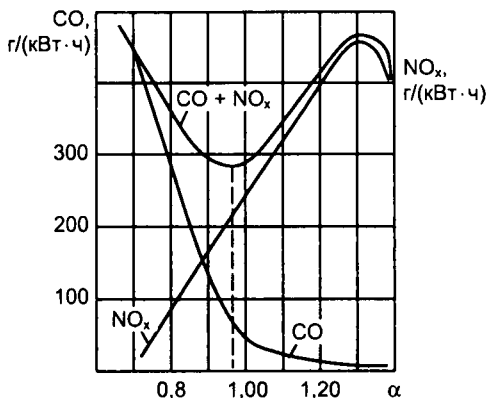


Рис. 5.1. Токсичность продуктов сгорания в зависимости от состава смеси в карбюраторном двигателе

Дизельные двигатели, кроме всего прочего, выбрасывают твердые частицы: сажу, аэрозоли масла и несгоревшего топлива, продукты износа двигателя. Если сажи много, выхлопные газы делаются видимыми — двигатель дымит. Токсичные вещества образуются и при применении топлива с некоторыми присадками и примесями: это свинец, присутствующий в этилированном бензине, и сернистый ангидрид — продукт сгорания дизельного топлива, содержащего серу. Следует отметить: дизельное топливо может содержать очень большое количество серы.

Для уменьшения выброса оксидов азота используется рециркуляция — перепуск части отработавших газов из выпускного трубопровода во впускной — при этом понижается температура сгорания и их образуется значительно меньше. Рециркуляция применяется не только на двигателях с искровым зажиганием, но и на дизелях. Перспективны в этом плане и системы электронного регулирования, оптимизирующие работу двигателя на всех режимах.

Благодаря этим усовершенствованиям, загрязнение атмосферного воздуха заметно уменьшается. И все же полностью удалить токсичные вещества из отработавших газов не удается.

К основным компонентам в продуктах сгорания относятся следующие.

Оксид углерода CO является сильным ядом, вредно влияющим на здоровье людей. Сжигание в карбюраторных двигателях смесей, богатых топливом ($\alpha < 1$), сопровождается образованием в процессе реакции окисления из части углерода CO . Количество окиси углерода в продуктах сгорания резко снижается (в 10...12 раз) при обеднении смеси. В дизельных двигателях, работающих при $\alpha > 1$, вследствие неравномерного распределения топлива в камере сгорания и появления зон с $\alpha < 1$, образуется небольшое количество CO , составляющее по объему 0,1...0,2%. В камере сгорания дизельного двигателя могут появляться зоны с переобогащенной смесью ($\alpha < 0,5$), в конце происходит распад молекул топлива с выделением углерода в виде сажи. При нормальной работе карбюраторного двигателя, благодаря однородности смеси, сажа образуется в весьма малых количествах. На основных режимах работы автомобильные карбюраторные двигатели выделяют в десятки раз больше CO , чем дизельные автомобили.

Оксиды азота представляют собой смесь различных окислов (NO , NO_2 и др.), из которых наиболее токсичны диоксид азота NO_2 и его полимеры. Количество окислов азота в продуктах сгорания в основном определяется температурой в отдельных зонах камеры сгорания и присутствием свободного кислорода. Оксиды азота образуются при высоких температурах и наличии свободного кислорода. При высоких температурах азот способен к реакциям. Сгорание богатых смесей сопровождается образованием незначительного количества окислов азота. Снижение температуры в камере сгорания вследствие дросселирования двигателя или уменьшения цикловой подачи топлива в дизеле приводит к сокращению суммарного количества окислов азота в продуктах сгорания. При высоких температурах в основном образуется NO , а при понижении температуры NO превращается в выпускном тракте и даже в атмосфере в NO_2 . Хотя окислов азота, в среднем, выбрасывается двигателем ориентировочно в 15 раз меньше, чем в окиси углерода, но их считают примерно в 10 раз более токсичными.

Углеводороды C_x , H_y — различные непрореагировавшие углеводородные соединения. Продукты сгорания имеют в незначительных количествах углеводороды, природа образования ко-

торых различна. В основном, они образуются при низких температурах процесса окисления от соприкосновения рабочей смеси с элементами камеры сгорания, имеющими относительно низкую температуру. Углеводороды способствуют образованию смога, и поэтому их содержание в продуктах сгорания, выбрасываемых двигателем, ограничивается.

Кроме перечисленных компонентов в продуктах сгорания могут быть свободный кислород (O_2), альдегиды, формальдегиды, сернистый газ, сероводород, свинец.

Следует отметить, что даже при исправном, отрегулированном двигателе количество вредных веществ может достигать величин, приведенных в табл. 5.1.

Мероприятия и методы снижения токсичности продуктов сгорания можно объединить в несколько групп:

совершенствование организации рабочих процессов: улучшение смесеобразования и процесса сгорания, равномерное распределение горючей смеси или дозирования топлива по цилиндрам; применение электронных и электромеханических систем впрыска топлива, зажигания, контроля и регулирования параметров, влияющих на процессы рабочего цикла;

совершенствование конструкции и параметров систем и механизмов двигателя: оптимизации формы и параметров камеры сгорания; совершенствование системы питания; уменьшение степени сжатия и частоты вращения коленчатого вала двигателя без снижения топливной экономичности; совершенствование системы вентиляции картера;

повышение качества топлива и применение альтернативных топлив. Применение дизельного топлива с повышенным цетановым числом, антидымными присадками на основе бария, марганца и др. приводит к снижению в продуктах сгорания окислов азота, углеводородов и дымности. Значительно снижается токсичность продуктов сгорания при работе карбюраторного двигателя на бензине без антидетонаторов. Применение альтернативных топлив — метанола, природного газа, сжиженного пропан-бутана и других, приводит к снижению токсичности продуктов сгорания в 1,5...4,0 раза;

поддержание в нормальном техническом состоянии и: правильная регулировка карбюратора на режиме холостого хода; стабильность и точность работы топливopодающей аппаратуры дизельного двигателя, контроль токсичности и дымности продуктов сгорания.

Таблица 5.1.

Удельное содержание вредных веществ в продуктах сгорания двигателей, г/кВт·ч

Вредные вещества	Карбюраторных	Дизельных
Окись углерода	70...180	4,0...5,5
Окислы азота (в пересчете на N_2O_5)	25...28	12...19
Углеводороды (в пересчете на углерод)	14...140	2,0...4,0
Альдегиды (в пересчете на акролеин)	3,40	0,14...0,20
Сернистый ангидрид	0,28	0,95
Сажа	0,4	1,4...2,0

Перспективным направлением снижения токсичности продуктов сгорания следует считать дожигание отработавших газов в специальных нейтрализаторах, расположенных в выпускном тракте. Чаще применяются каталитические нейтрализаторы, состоящие из шариков, покрытых слоем нейтрализатора. Для более полного окисления продуктов сгорания иногда подводят воздух в систему выпуска.

5.4. Системы нейтрализации отработанных газов

В мировой практике разрабатываются следующие мероприятия снижения токсичности продуктов сгорания газа:

- впрыск топлива + подача вторичного воздуха в выпускной трубопровод + рециркуляция отработавших газов;
- трехкомпонентный нейтрализатор без обратной связи + рециркуляция отработавших газов;
- трехкомпонентный нейтрализатор с обратной связью + рециркуляция отработавших газов.

Ряд зарубежных исследователей, отмечая, что реальное выполнение жестких американских и европейских стандартов возможно лишь при помощи трехкомпонентных нейтрализаторов с обратной связью, считает, что более оправданным, с экологиче-

ской точки зрения, было бы установление требований, которые можно удовлетворить при помощи двигателей, работающих на бедных или очень бедных ($\alpha \geq 1$) смесях и для дожигания углеводородов снабженных окислительными нейтрализаторами. И хотя эффективность снижения выбросов вредных веществ, в том числе оксидов азота, в таких двигателях может достигать лишь 75% (против 90% в случае трехкомпонентных нейтрализаторов), возможная экономия топлива могла бы составить 8–28%.

Фильтры-нейтрализаторы каталитического типа созданы в США в 1974 г. на основе платины и ее родственников — родия и палладия. Платиновые катализаторы ускоряют разные химические реакции в миллион раз; эти процессы пока не объяснимы.

В 2000 г. 80% двигателей автомобилей выпускалось с платиновыми катализаторами. К 2005 г. законодательством США поставлена цель — практически полностью ликвидировать вредные компоненты отработавших газов. В настоящее время появились очистители-нейтрализаторы с платино-палладиево-родиевыми катализаторами для дизелей.

В Японии все транспортные средства, работающие на бензине и дизельном топливе, имеют нейтрализаторы каталитического типа. Следует отметить, что платиновая группа металлов относится к редкой и дорогой группе металлов.

В начале XX века один грамм платины на мировом рынке стоил 15,8 долл., т. е. в 1,6 раза дороже золота. В конце 1990-х годов в России получали ежегодно около 20 т платины, 40 т палладия и 10 т других металлов платиновой группы.

Палладий — самый близкий к платине металл. На мировом рынке стоит ориентировочно в 3 раза дешевле платины. Спрос возрос в связи с производством нейтрализаторов.

Родий — металл платиновой группы. Запасы оцениваются всего в несколько десятков тонн, а ежегодная добыча измеряется несколькими сотнями килограммов. Родий используется в нейтрализаторах для катализаторных сеток.

Назначение каталитических нейтрализаторов состоит в том, чтобы выходящие из цилиндров отработавшие газы уже в выпускной системе, то есть до выхода в атмосферу, были нейтрализованы. Такое устройство в несколько раз уменьшает токсичность выхлопных газов. Проходя через нейтрализатор, несгоревшие

углеводороды окисляются до нетоксичных окислов, а оксиды азота восстанавливаются до азота и кислорода. Трудности использования этих устройств связаны с тем, что отработавшие газы проходят по выпускной системе с большой скоростью и температура их изменяется в широких пределах, а сами нейтрализаторы подвергаются значительным внешним механическим и термическим нагрузкам, поскольку устанавливаются в выпускной системе, расположенной под автомобилем.

Чтобы химические реакции в нейтрализаторе протекали быстро, применяют катализаторы, они значительно увеличивают скорость реакции, но сами в ней не участвуют. Используются катализаторы на основе благородных металлов: платины, палладия и родия.

В любом катализаторе есть так называемый активный слой, нанесенный на инертное тело — носитель. Распространение получили, в основном, моноблочные носители из нержавеющей стали, как правило, из гофрированной фольги, и керамические. В керамических носителях на 1 см приходится до 300 параллельных сквозных каналов, а в металлических — до 800. Эти каналы, дополнительно покрытые неровным промежуточным слоем — подложкой, и создают большую активную поверхность, на которой во много раз быстрее протекают химические реакции. Монолитный блок носителя с подложкой и катализатором называют реактором (рис. 5.2). Его размещают в металлическом корпусе из нержавеющей стали с входной и выходной горловинами, для уменьшения шума, потерь тепла и перегрева наружных стенок корпус делают с двойными стенками и слоем термоизоляции.



Рис. 5.2. Схема реактора

Существуют еще гранулированные носители. Их применяют в нейтрализаторах для грузовых автомобилей. В последнее время используют в основном нейтрализаторы на моноблочном носителе,

которые имеют меньшие габариты, вес, аэродинамическое сопротивление и быстрее прогреваются до выхода на рабочий режим.

Каталитические нейтрализаторы бывают двух видов: окислительные и трехкомпонентные или так называемые бифункциональные. Первые уменьшают выбросы оксидов углерода и углеводородов на 80–90%, вторые снижают количество оксидов углерода, углеводородов и оксидов азота на 70–80%.

Окислительные нейтрализаторы на автомобилях с бензиновыми двигателями действуют как дожигатели продуктов неполного сгорания и снабжаются устройствами подачи дополнительного воздуха для поддержания реакции окисления. Это могут быть нагнетатели, пульсары или эжекторы.

В трехкомпонентном нейтрализаторе происходит, с одной стороны, восстановление оксидов азота до азота и кислорода, с другой — окисление оксидов углерода и углеводородов. Чтобы эти процессы протекали эффективно, нужно поддерживать состав горючей смеси в чрезвычайно узких пределах. Состав смеси регулируется с помощью датчика содержания кислорода, называемого λ -зонд. Этот датчик фиксирует изменение концентрации кислорода в отработавших газах и подает сигнал в электронный блок управления подачей топлива, и уже электроника корректирует подачу топлива и восстанавливает оптимальный, с точки зрения процессов нейтрализации, состав смеси (см. рис. 5.3).

В выхлопных газах дизельных двигателей концентрация оксидов углерода и углеводородов значительно ниже, чем у двигателей с искровым зажиганием, однако они в больших количествах выбрасывают оксиды азота и твердые частицы — в основном сажу. Поэтому на дизелях устанавливают не только окислительные нейтрализаторы, но и сажевые фильтры и системы рециркуляции (см. рис. 5.4). Рециркуляция продуктов сгорания во впускном режиме может уменьшить количество свободного кислорода в смеси, снизить максимальную температуру цикла и концентрацию оксидов азота на 40—50% на режимах малых и средних нагрузок. Мощностные и экономические показатели двигателей при этом могут несколько снижаться.

Сажевый фильтр представляет собой монолитный блок с большим числом заглушенных с одного конца параллельных каналов с пористыми стенками. Отработавшие газы проходят через

пористые стенки из одного канала в другой и выходят с противоположной стороны через его незаглушенный конец. Фильтры делают из пенокерамики и пенометалла, поскольку поры этих материалов соизмеримы с размерами частиц дизельной сажи и задерживают их.

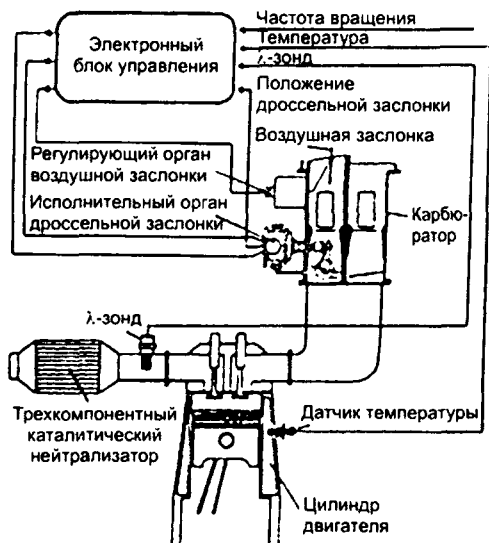


Рис. 5.3. Схема электронного регулирования состава рабочей смеси с помощью λ -зонда — датчика содержания кислорода в выхлопных газах

Однако использование систем нейтрализации связано со значительными материальными, техническими и организационными затратами. Во-первых, их можно устанавливать только на двигателях, работающих на неэтилированном бензине. Достаточно всего раз заправиться этилированным топливом, чтобы нейтрализатор полностью вышел из строя. Во-вторых, увеличивается расход топлива. В-третьих, значительно более строгие требования предъявляются к конструкции и технологии изготовления приборов питания зажигания и, что очень важно, к соблюдению установленных регулировок. В-четвертых, используются дорогостоящие металлы. Стоимость автомобиля неизбежно

возрастает. Например, в современных автомобилях, выпускаемых в США и Европе, на системы нейтрализации и электронные устройства экологического назначения приходится до 15% стоимости всей машины. Одного каталитического нейтрализатора хватает, в среднем, на 80 тыс. километров пробега автомобиля. Тем не менее, все промышленно развитые страны давно используют нейтрализаторы, их годовой выпуск достиг более 50 млн штук.

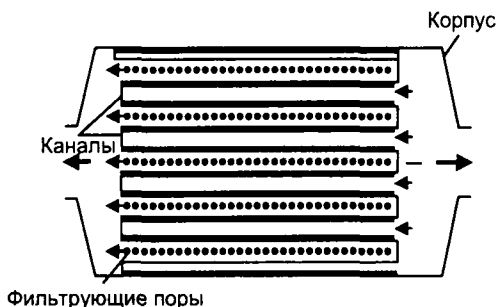


Рис. 5.4. Схема сажевого фильтра для дизеля

Экологическая обстановка в России требует срочного оснащения всех автомобилей и тракторов системами каталитических нейтрализаторов и сажевыми фильтрами. Внедрение нейтрализаторов связано с решением ряда проблем. Главных из них две: каталитический нейтрализатор может работать только при применении неэтилированного бензина, которого в России выпускается около 50% от общего производства, и неудовлетворительное техническое состояние части автомобильного парка.

Следует отметить, что проблема нейтрализации продуктов сгорания несколько притупляется из-за малого количества автомобилей в ряде регионов, где они практически не оказывают вредного воздействия на атмосферу.

Важная народнохозяйственная проблема, решение которой требует больших ресурсов, — обеспечить транспорт неэтилированным бензином без свинцовых антидетонационных присадок, позволяющих применять нейтрализаторы. В этилированный бензин для повышения октанового числа добавляется в основном высокотоксичный тетраэтилсвинец, от 0,17 до 0,37 граммов на литр.

Эта присадка бензина не выводится из организма человека или домашнего животного и загрязняет почву на расстояние 150–200 метров от трассы.

В течение последних тридцати лет в развитых странах разрабатываются и применяются транспортные законодательства, регламентирующие выброс токсичных веществ с отработавшими газами. Установлены нормы выброса оксида углерода, углеводородов и оксидов азота для каждого транспортного средства, для дизелей регламентированы еще выбросы твердых частиц и дымность.

5.5. Индикаторные показатели

Индикаторная мощность — мощность, развиваемая газами в цилиндре двигателя. Эту мощность определяют через среднее индикаторное давление p_i , рабочий объем цилиндра, частоту вращения коленчатого вала n с учетом тактности рабочего цикла τ и числа цилиндров двигателя i . Индикаторную работу цикла в одном цилиндре L_i , можно выразить произведением:

$$L_i = p_i V_h.$$

В многоцилиндровом двигателе число рабочих циклов в одну секунду равно $2ni/60\tau$, а индикаторная мощность двигателя будет:

$$N_i = \frac{p_i V_h \cdot i \cdot n}{30\tau}, \quad (5.5)$$

где p_i — среднее индикаторное давление, МПа; V_h — рабочий объем цилиндра, л; τ — коэффициент тактности; i — число цилиндров; n — частота вращения, мин⁻¹.

Индикаторная мощность пропорционально зависит от среднего индикаторного давления, литража двигателя, частоты вращения коленчатого вала.

Индикаторный КПД. Тепловая энергия от сгорания топлива в цилиндре не полностью преобразуется в индикаторную работу. Значительная часть энергии теряется вследствие неполного сгорания топлива, отвода тепла системой охлаждения и с отработавшими газами и т. д. Отношение индикаторной работы, выраженной в единицах теплоты, к теплоте, которая могла бы выде-

литься при полном сгорании топлива, введенного в цилиндр, называется индикаторным КПД:

$$\eta_i = \frac{3,6 N_i}{h_u G_\tau}, \quad (5.6)$$

где G_τ — часовой расход топлива, кг/ч; N_i — индикаторная мощность двигателя, кВт; h_u — низшая теплотворная способность топлива, МДж/кг; 3,6 — тепловой эквивалент работы 1 кВт · ч, МДж/ч.

Следовательно, индикаторный КПД характеризует степень использования в двигателе тепловой энергии, заключенной в топливе.

Удельный индикаторный расход топлива есть отношение часового расхода топлива, выраженного в граммах, к индикаторной мощности:

$$g_i = \frac{10^3 G_\tau}{N_i}. \quad (5.7)$$

Аналитические зависимости (5.6) и (5.7) позволяют установить связь индикаторного КПД с удельным индикаторным расходом топлива:

$$\eta_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{h_u g_i}. \quad (5.8)$$

На индикаторные показатели двигателя значительное влияние оказывает среднее индикаторное давление. В теории двигателя внутреннего сгорания установлена связь между средним индикаторным давлением p_i и рядом факторов:

$$p_i = \frac{h_u}{\alpha l_0} \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot \gamma_0, \quad (5.9)$$

где γ_0 — плотность воздуха, кг/м³.

Из формулы (5.9) видно, что на среднее индикаторное давление, а следовательно, на индикаторную мощность и удельный индикаторный расход топлива оказывают влияние: низшая теплотворная способность топлива h_u ; теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива l_0 ; коэффициент наполнения η_v ; индикаторный КПД η_i ; плотность воздуха γ_0 , кг/м³.

5.6. Эффективные показатели

Эффективная мощность — это полезная мощность, снимаемая с маховика двигателя N_e . Она меньше индикаторной мощности на величину мощности механических потерь N_m , затрачиваемой на преодоление трения в двигателе, на привод вспомогательных механизмов (насосов, генератора, вентилятора, компрессора и др.), а также для компенсации насосных потерь, возникающих при всасывании и выпуске:

$$N_e = N_i - N_m. \quad (5.10)$$

По аналогии с индикаторной мощностью можно записать формулы для определения:

эффективной мощности N_e

$$N_e = \frac{p_e V_{hin}}{30\tau}; \quad (5.11)$$

мощности механических потерь N_m

$$N_m = \frac{p_m V_{hin}}{30\tau}, \quad (5.12)$$

где p_e — среднее эффективное давление, МПа; p_m — среднее давление механических потерь, МПа.

Среднее эффективное давление представляет собой условное постоянное давление газов в цилиндре, при котором работа, произведенная газами в цилиндре двигателя за один ход поршня, равняется эффективной работе цикла.

По аналогии выражения для эффективной мощности (5.10) представим среднее эффективное давление как разность среднего индикаторного и среднего эффективного давлений:

$$p_e = p_i - p_m. \quad (5.13)$$

При полной нагрузке среднее эффективное давление (МПа) находится в следующих пределах: карбюраторные двигатели — 0,75...1,00; дизельные без наддува — 0,67...0,80; дизельные с наддувом — 1,00...1,50; газовые — 0,50...0,80.

Механический КПД — есть отношение эффективной мощности к индикаторной:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i}. \quad (5.14)$$

Следовательно, механический КПД учитывает все механические потери в двигателе, возникающие в процессе передачи энергии от газов в цилиндре к маховику. На механический КПД влияют: материал и качество механической обработки деталей, свойство моторного масла, давление в цилиндре, тепловой режим работы, частота вращения коленчатого вала, нагрузка двигателя и суммарные потери на привод вспомогательных механизмов. На основании формулы (5.10), (5.12) и (5.13) механический КПД можно определить по следующим зависимостям:

$$\eta_m = 1 - \frac{N_m}{N_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i}. \quad (5.15)$$

При уменьшении нагрузки, а следовательно, и давления p_i и при $n = \text{const}$ значения η_m снижается и на холостом ходу, когда $p_i = p_m$, $\eta_m = 0$. При максимальной мощности четырехтактного двигателя значение механического КПД находится в следующих пределах: карбюраторные двигатели — 0,75...0,85; дизельные — 0,70...0,80; газовые — 0,75...0,85.

Э ф ф е к т и в н ы й КПД — показатель, оценивающий использование тепловой энергии, подведенной в цилиндры двигателя с учетом общих тепловых и механических потерь. Эффективный КПД обычно определяется отношением эффективной работы, выраженной в единицах теплоты, к теплу, которое могло бы выделиться при полном сгорании топлива:

$$\eta_e = \frac{3,6N_e}{h_u G_T}. \quad (5.16)$$

Эффективный КПД можно представить произведением индикаторного η_i и механического η_m КПД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (5.17)$$

Повышение эффективного КПД достигается совершенствованием организации рабочих процессов цикла и снижением механических потерь. Эффективный КПД зависит от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя, состава смеси, технического состояния двигателя и других факторов. При полных нагрузках значение η_e находится в следующих пределах: карбюраторные двигатели — 0,25...0,30; дизельные — 0,35...0,45; газовые — 0,25...0,30.

У д е л ь н ы й э ф ф е к т и в н ы й расход топлива g_e характеризует топливную экономичность двигателя в целом и определяется отношением:

$$g_e = \frac{10^3 G_{\tau}}{N_e}. \quad (5.18)$$

Существует связь удельного эффективного расхода топлива, $г/(кВт \cdot ч)$, с эффективным КПД:

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{h_u \eta_e}. \quad (5.19)$$

Удельный расход топлива в основном определяется скоростным и нагрузочным режимами работы двигателя. Минимальный удельный эффективный расход топлива достигается при работе двигателя с полной нагрузкой при средней частоте вращения коленчатого вала и составляет ($г/(кВт \cdot ч)$): карбюраторные двигатели — 290...335; дизельные — 195...230.

Снижение нагрузки на двигатель при постоянной скорости вращения коленчатого вала сопровождается резким возрастанием, особенно у карбюраторного двигателя, удельного эффективного расхода топлива. Особенности смесеобразования и работы топливоподающей аппаратуры дизеля положительно влияют на удельный расход топлива при снижении нагрузки на двигатель.

5.7. Методы повышения мощности и топливной экономичности двигателей

Для оценки степени форсирования и совершенства двигателя применяется показатель его технического уровня — литровая мощность, представляющий отношение номинальной (расчетной) эффективной мощности N_{en} к рабочему объему (литражу) двигателя:

$$N_n = \frac{N_{en}}{V_h i} = \frac{p_e n}{30 \tau}. \quad (5.20)$$

Выражение (5.9) можно записать для среднего эффективного давления, умножив его правую часть η_m , тогда:

$$p_e = \frac{h_u}{\alpha l_0} \eta_v \eta_i \eta_m \gamma_0. \quad (5.21)$$

Подставив в формулу (5.20) зависимость (5.21), получим:

$$N_n = \frac{1}{30 \tau} \frac{h_u}{h_0} \eta_v \gamma_0 \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_m n. \quad (5.22)$$

Выражение (5.22) позволяет анализировать влияние на литровую мощность теплотворной способности заряда h_u/l_0 , степени зарядки цилиндра $\eta_u g_0$, качества протекания рабочих процессов η_u/α , механического КПД η_u , частоты вращения коленчатого вала η и тактности двигателя τ .

На лесотранспортных машинах в основном применяются дизельные двигатели, для которых основными методами повышения литровой мощности можно признать следующие: повышение эффективного КПД путем совершенствования организации рабочих процессов и уменьшения отвода тепла. Ведущие фирмы мирового двигателестроения ведут интенсивные НИР и ОКР по созданию двигателей с «утепленной» камерой сгорания и даже адиабатных двигателей. Работы сдерживаются отсутствием необходимых керамических материалов и высокотемпературных моторных масел. Создание дизеля с «утепленной» камерой сгорания позволит повысить эффективный КПД на 15...20% и довести минимальный удельный эффективный расход топлива до 170 г/кВт · ч.

Увеличение заполнения цилиндра $\eta_v \gamma_0$ возможно повышением давления p_k , поступающего в цилиндр воздуха или смеси. Такой прием повышения коэффициента наполнения цилиндра называется **на д д у о м**.

Качество наполнения отдельных цилиндров зависит от конструктивных и газодинамических показателей впускного тракта, включающего воздушный фильтр с воздухозаборным патрубком, общего трубопровода или индивидуальных патрубков для отдельных цилиндров, объединенных на входе ресивером, впускного канала с клапанами. Значительного повышения коэффициента наполнения и увеличения равномерности наполнения заряда по цилиндрам можно добиться за счет снижения гидравлических потерь, выбора рациональной длины трубопроводов и использования волновых явлений в системе впуска. У быстроходных двигателей в процессе впуска и выпуска движение газов носит колебательный характер. Можно так настроить впускную систему, что в конце процесса впуска в трубопроводе у впускного отверстия давление будет выше атмосферного, т. е. возникает волна давления. Такое явление называют **д и н а м и ч е с к и й н а д д у в**.

Второй способ повышения массы заряда — нагнетание компрессором воздуха или смеси, привод которого может быть механическим, но чаще от газовой турбины 1 (см. рис. 5.5). В газовой

турбине используется часть «бросовой» энергии отработанных газов, обладающих давлением $0,2 \dots 0,4$ кПа и температурой $900 \dots 1400$ К. Применение газовой турбины для привода компрессора называется турбонаддувом. Лопаточно-центробежный компрессор 1 (рис. 5.5) устанавливается на одном валу с газовой турбиной и представляет собой малогабаритный моноблок, размещенный на впускной системе двигателя. Для оценки форсирования двигателя наддувом применяются несколько параметров, один из которых — степень повышения давления π_k :

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_0}, \quad (5.23)$$

где p_k и p_0 — давления наддува и окружающей среды соответственно.

При значительном форсировании двигателя наддувом, когда $\pi_k > 2,0$, между впускной системой двигателя и компрессором устанавливается холодильник (воздушный радиатор) для понижения температуры заряда. Использование промежуточного охлаждения

значительно снижает температуру воздуха или смеси, а следовательно, тепловую напряженность деталей двигателя и повышает зарядку цилиндров. Применение турбонаддува в двигателях, устанавливаемых на лесотранспортных машинах, сопровождается повышением литровой мощности на 50–75%. Кроме этого, увеличение зарядки цилиндров и особенно утилизация энергии отработанных газов в газовой турбине турбокомпрессора приводит к снижению удельного эффективного расхода топлива, т. е. повышению топливной экономичности двигателя.

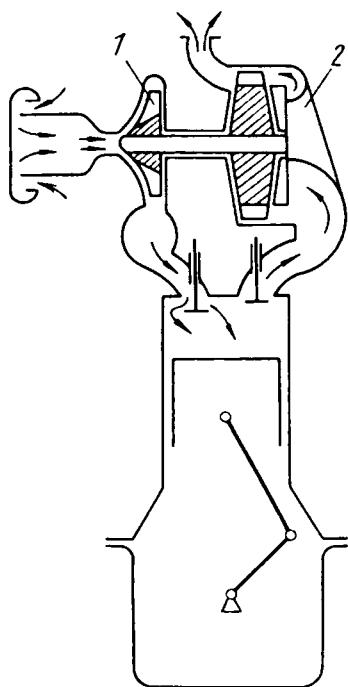


Рис. 5.5. Схема системы турбонаддува двигателя:

1 — газовая турбина; 2 — компрессор

6. КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ

6.1. Блок-картер, головка цилиндров

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) преобразует возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала. Детали КШМ участвуют в совершении рабочего процесса и воспринимают механические и тепловые нагрузки. Они нагружены в результате действия сил давления газов, инерции, трения, моментов сил; появления колебательных процессов. Дополнительные напряжения в деталях КШМ возникают от температуры и технологических факторов, например, при сборке. Детали КШМ должны обладать механической прочностью, высокой надежностью и др.

Условно элементы КШМ можно разделить на две группы: неподвижные и подвижные. К неподвижным элементам относятся блок цилиндров, головка блока цилиндров, картер с подшипниками коленчатого вала и поддоном, соединяющие их детали. Все это образует остов двигателя. Подвижными элементами механизма являются поршень, поршневые кольца, поршневой палец, шатун с подшипниками, коленчатый вал с маховиком и гасителем крутильных колебаний, соединяющие их детали.

Блок-картер поршневого двигателя может выполняться по различным схемам, например в виде блока, к которому крепятся отдельные цилиндры, или блока цилиндров, в котором все элементы отлиты как одно целое. Первую схему применяют для двигателей воздушного охлаждения. Для двигателей лесных машин распространена вторая схема, которая обладает повышенной жесткостью.

В блок-картере размещают подвижные детали всех механизмов и систем двигателя, а также крепят различные агрегаты и приборы. Элементы блок-картера воспринимают в процессе

работы двигателя силы давления газов, неуравновешенные инерционные нагрузки, неравномерное воздействие температуры, а отдельные части блока, соприкасающиеся с подвижными деталями, подвергаются износу.

Форма блок-картера определяется принятой компоновкой двигателя и зависит от числа и расположения цилиндров относительно коленчатого вала. Для двигателей лесных машин наибольшее применение имеют блоки с рядной и V-образной компоновкой (рис. 6.1).

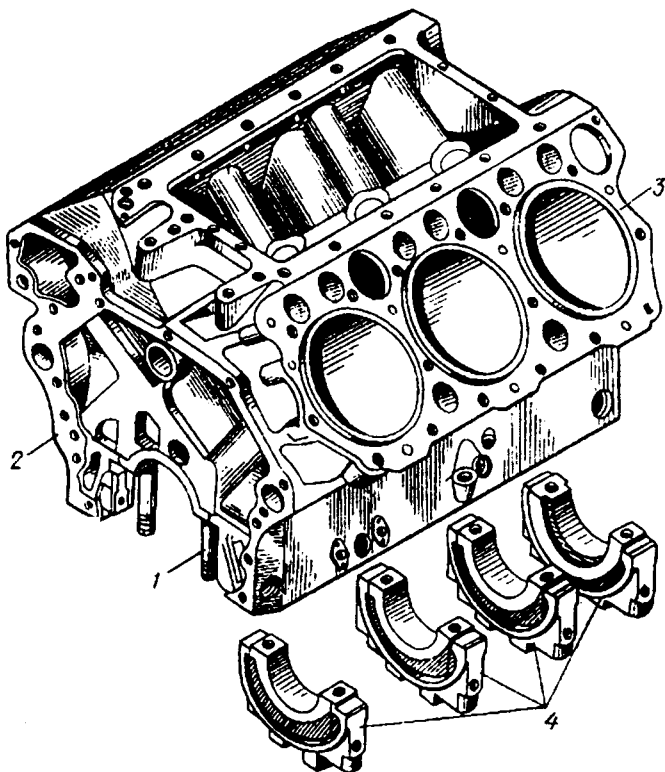


Рис. 6.1. Блок-картер двигателя с V-образной компоновкой:

- 1 — шпилька коренных подшипников; 2 — фланец крепления передней крышки;
3 — гильза цилиндров; 4 — крышки коренных подшипников

Однорядную (вертикальную, наклонную) компоновку имеют двигатели, у которых оси цилиндров расположены в один ряд (двигатели СМД-18Н, А-01Т, Д-240 и др.). У V-образных двигателей цилиндры расположены в два ряда с учетом угла развала ($72...90^\circ$) и оси их пересекаются на оси коленчатого вала (двигатели ЗИЛ-131, СМД-68, ЯМЗ, КамАЗ). V-образные двигатели в сравнении с однорядными имеют преимущества, например повышенную жесткость, меньшую длину и массу.

Конструктивно блок-картеры могут быть выполнены с зеркалом цилиндра в теле блока или со сменными гильзами цилиндров. Для двигателей с воздушным охлаждением цилиндры отливают отдельно (рис. 6.2). Сменные гильзы изготавливают из материала более высокого качества в сравнении с материалом блока, что значительно упрощает ремонтные работы. Гильзы цилиндров могут быть сухими или мокрыми (ср/ рис. 6.3). Сухие гильзы не имеют контакта с охлаждающей жидкостью. Они запрессовываются в расточенные отверстия цилиндров. Используют также сухие неполные гильзы, увеличивающие износостойкость верхней части цилиндра.

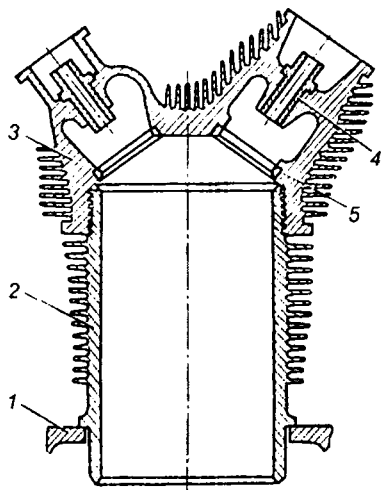


Рис. 6.2. Цилиндр двигателя воздушного охлаждения:

1 — картер; 2 — цилиндр; 3 — головка цилиндров; 4 — втулка; 5 — седло

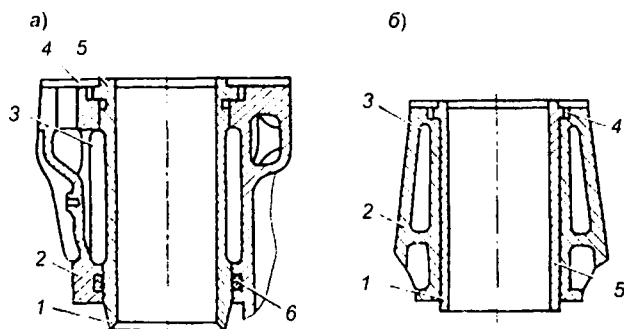


Рис. 6.3. Гильзы цилиндров: а — мокрые; б — сухие:

1 — гильза; 2 — блок-картер; 3 — жидкостная рубашка блок-картера; 4 — прокладка головки цилиндров; 5 — зеркало гильзы цилиндров; 6 — уплотняющее резиновое кольцо

Наибольшее применение для двигателей лесных машин находят блок-картеры с мокрыми гильзами, которые вставлены в кольцевые приливы блока и омываются охлаждающей жидкостью. Использование мокрых гильз упрощает изготовление блок-картеров, обеспечивает лучшую теплоотдачу, уменьшает неравномерность нагрева, снижает трудоемкость ремонта. Недостатком является снижение жесткости блок-картера, необходимость дополнительного уплотнения жидкостной рубашки, вероятность появления кавитационного разрушения.

Нижняя половина блок-картера — поддон — закрывает кривошипно-шатунный механизм и является резервуаром для масла. В нем размещают маслоприемные устройства, а также успокоители против разбрызгивания. Поддон должен обладать необходимой жесткостью. Чаще всего его изготавливают из тонкой листовой стали штамповкой, но могут отливать из алюминиевых сплавов или из чугуна.

Разъем верхней и нижней частей блок-картера может осуществляться по оси коленчатого вала или ниже этой оси. Во втором варианте обеспечивается большая жесткость конструкции. Верхняя часть блок-картера имеет приливы для коренных подшипников, которые работают в тяжелых условиях, воспринимая значительные динамические нагрузки. Коренные шейки и щеки коленчатого вала вращаются с высокой угловой скоростью. В ре-

результате трения сопряженных поверхностей выделяется значительное количество тепла, а трущиеся поверхности подшипников механически изнашиваются. В автотракторных двигателях лесных машин применяют коренные подшипники скольжения, изготовленные в виде сменных тонкостенных вкладышей, устанавливаемых в точно обработанные гнезда картера. Конструктивно тонкостенный вкладыш представляет собой полукольцо из стальной ленты, на внутренней поверхности которой нанесен антифрикционный слой. Толщина коренных вкладышей составляет 2...3 мм для карбюраторных и 3...5 мм для дизельных двигателей. Толщина слоя залитого антифрикционного материала колеблется от 0,25 до 0,5 мм. Для заливки вкладышей дизельных двигателей применяют сплавы на медной основе (свинцовистые бронзы) и алюминиевые сплавы (системы «сталь-алюминий», «алюминий-олово»). Преимуществами данных подшипников являются взаимозаменяемость, повышенная прочность, небольшая масса, значительный срок службы, меньшая стоимость, простота монтажа и ремонта.

Головки цилиндров воспринимают максимальные динамические усилия от давления газов, значительные тепловые нагрузки от горячего рабочего тела, а также испытывают нагрузку от затяжки болтов или шпилек крепления. Головки блока цилиндров образуют верхнюю часть камеры сгорания двигателя. В ней размещены детали механизма газораспределения, впускные и выпускные клапаны и коллекторы системы газообмена, водяная рубашка при жидкостном охлаждении, отверстия для свечей зажигания или форсунок. Конструкция головки цилиндра зависит от формы камеры сгорания, способа охлаждения двигателя, расположения клапанов, наружных трубопроводов, свечей зажигания или форсунок. Головки цилиндров могут выполняться для каждого цилиндра или общими для ряда цилиндров. Индивидуальные головки, как правило, применяют в двигателях с воздушным охлаждением. Форма и размеры камеры сгорания оказывают большое влияние на протекание рабочего процесса. Камера должна обеспечить хорошее наполнение цилиндра свежим зарядом, смешение и сгорание смеси, хорошую очистку цилиндров от продуктов сгорания, иметь наименьшие тепловые потери. Сгорание смеси в камере должно происходить с умеренной скоростью

нарастания давления, обеспечивая наиболее высокий индикаторный КПД.

У карбюраторных двигателей форма камеры сгорания оказывает существенное влияние на допустимую степень сжатия, величину относительной поверхности теплоотдачи, степень турбулизации смеси. Форма камеры сгорания также влияет на возникновение детонации как за счет скорости и времени распространения основного фронта пламени, так и за счет условий образования очагов самовоспламенения перед ним. При конструировании камер сгорания карбюраторных двигателей обычно стремятся выбрать такую форму, которая обеспечивала бы наибольшую компактность и возможность располагать свечу зажигания вблизи от центра. Последнее условие обеспечивает уменьшение пути, проходимого фронтом пламени от свечи зажигания до наиболее удаленных частей камеры сгорания. Широко применяют карбюраторные двигатели с верхним расположением клапанов, имеющим полусферические или клиновидные камеры сгорания (рис. 6.4). Полусферические камеры сгорания имеют относительно небольшие тепловые потери, повышенный коэффициент наполнения, высокие антидетонационные свойства и значения индикаторного КПД, так как путь пламени от свечи зажигания до любой отдаленной части камеры наикратчайший.

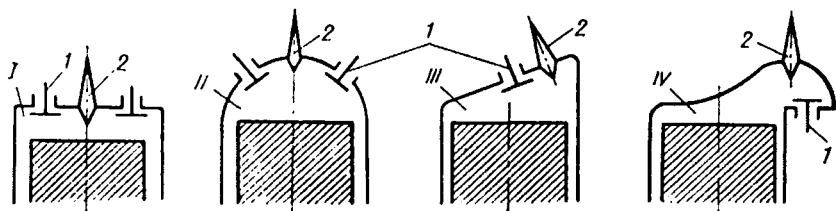


Рис. 6.4. Схемы форм камер сгорания карбюраторных двигателей:
I — цилиндрическая; II — полусферическая; III — клиновидная;
IV — Г-образная; 1 — клапан; 2 — свеча зажигания искровая

Клиновидные камеры по своим очертаниям близки к полусферическим, но они менее компактны. При обеспечении большей турбулизации заряда клиновидные камеры обладают высокими антидетонационными свойствами. Они проще в изготовлении и в техническом обслуживании.

Головки блока с нижним расположением клапанов имеют относительно невысокие энергетические и экономические показатели из-за больших поверхностей охлаждения камеры сгорания, гидравлических потерь при перетекании газа из камеры в цилиндр, худших антидетонационных свойств, вследствие значительного расстояния от свечи зажигания до наиболее удаленных стенок. У дизельных двигателей конструкция головки цилиндров зависит от способа смесеобразования и формы камеры сгорания. В некоторых двигателях камера сгорания размещается в поршне (двигатели ЯМЗ, КамАЗ, А-01М и др.). Описание различных способов смесеобразования и форм камеры сгорания дизельных двигателей рассмотрены ранее.

Впускные и выпускные каналы в головке цилиндров могут располагаться как с одной, так и по обе стороны. Имеются модели дизельных однорядных и особенно V-образных двигателей, у которых каналы расположены с разных сторон головки.

Такое расположение дает возможность увеличить поперечное сечение каналов и уменьшить подогрев свежего заряда. В многоцилиндровых двигателях применяют каналы для каждого клапана.

У двигателей с воздушным охлаждением головки цилиндров имеют ребрения для отвода необходимого количества тепла, при этом охлаждающий воздух подводится со стороны наиболее нагретых элементов головки.

6.2. Шатунно-поршневая группа

К деталям шатунно-поршневой группы (см. рис. 6.5); относят поршень, поршневые кольца (компрессионные и маслосъемные), поршневой палец, стопорные кольца, заглушки, шатун, втулку, шатунные вкладыши, крышку шатуна, шатунные болты. Поршень с группой своих деталей вместе со стенками цилиндра (гильзы) и поверхностью камеры сгорания образует рабочее пространство, в котором происходят рабочие процессы двигателя. Данная группа деталей должна обеспечить герметичность пространства, хороший отвод тепла от деталей к стенкам цилиндра, минимальные потери на трение и препятствовать проникновению масла из картера в камеру сгорания. При работе двигателя на

поршень действуют знакопеременные силы давления газов и инерции, боковые силы, силы трения. Поршень контактирует с горячим рабочим телом, температура которого может достигать до 2500°C и нагревать тело поршня до $250...300^{\circ}\text{C}$, что приводит к возникновению термических напряжений. Дополнительные нагрузки воспринимают канавки и торцевые кромки поршня.

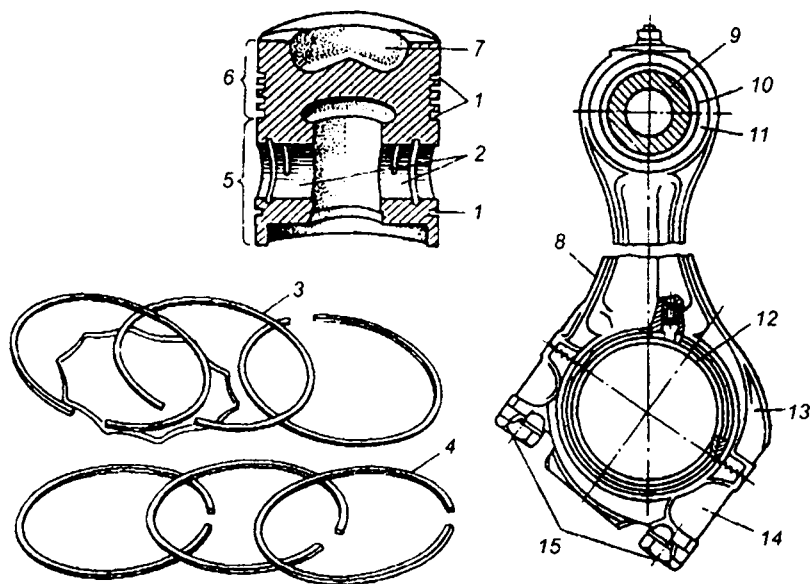


Рис. 6.5. Поршень, шатун, кольца двигателя ЯМЗ-236:

1 — канавки для колец; 2 — бобышки поршня; 3 — маслосъемные кольца с расширителем; 4 — компрессионные кольца; 5 — направляющая часть поршня (юбка); 6 — уплотняющая часть поршня (головка); 7 — камера сгорания в днище поршня; 8 — стержень шатуна; 9 — поршневой палец; 10 — втулка; 11 — верхняя головка шатуна; 12 — вкладыш нижней головки шатуна; 13 — нижняя головка шатуна; 14 — крышка; 15 — болты, соединяющие крышку со стержнем шатуна

В поршне различают уплотняющую часть (головку) (рис. 6.5) с днищем и канавками для колец, направляющую часть (юбку) с бобышками для поршневого пальца. Днище поршня непосредственно воспринимает давление газов и температурное воздействие горячего рабочего тела. Форма днища поршня может быть раз-

личной. У карбюраторных двигателей преобладает плоская форма. Поршни с таким днищем проще в изготовлении и обеспечивают восприятие наименьшего количества тепла. Юбка поршня служит для направления движения поршня в цилиндре и передачи на его стенки боковых нормальных сил. Длина направляющей части зависит от величины бокового давления, которое наибольшей величины достигает в плоскости качания шатуна. Для максимального облегчения поршня и уменьшения трения срезают ненагруженные части юбки по диаметру и высоте. Юбке поршня также придается специальную форму с учетом неравномерности ее теплового расширения и деформации. Наибольшая масса металла в сечении юбки поршня сосредоточена в бобышках.

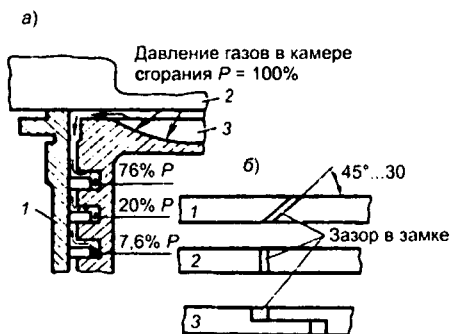


Рис. 6.6. Схема работы компрессионных поршневых колец:

а — схема уплотняющего действия кольца: 1 — гильза цилиндра; 2 — головка цилиндра; 3 — поршень;

б — замок колец; 1 — косой; 2 — прямой; 3 — ступенчатый

В некоторых конструкциях поршней используют вставки из материала с меньшим, чем основной металл поршня, коэффициентом линейного расширения. Такой способ позволяет избежать ослабления юбки прорезами и применяется в форсированных двигателях с принудительным воспламенением. Вставки изготавливают в виде пластин, которые при отливке поршня помещают в зону бобышек. Вместо пластин могут применяться кольца или полукольца, заливаемые в верхнем поясе юбки. В конструкциях таких поршней сохраняют поперечные прорезы, ограничивающие тепловой поток в юбку.

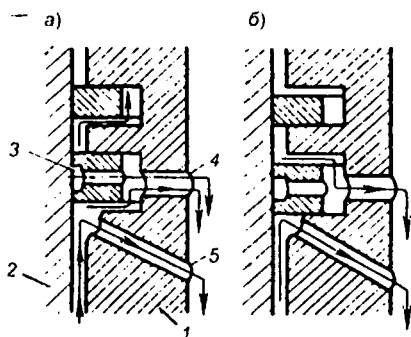


Рис. 6.7. Схема работы маслосъемных колец:

- а — при движении поршня вниз;
 б — при движении поршня вверх;
 1 — поршень; 2 — цилиндр; 3 — прорезь в кольце; 4 — канал в поршне;
 5 — маслоотводный канал

Поршневые кольца обеспечивают уплотнение между полостью камеры сгорания и картером, отвод тепла от головки поршня к стенкам цилиндра, устраняют прорыв (утечку) газов и попадание масла в камеру сгорания из картера двигателя. Применяют два типа колец: компрессионные и маслосъемные. Схема работы компрессионных колец представлена на рис. 6.6. Уплотняющее действие обеспечивается упругостью колец и высоким сопротивлением перетекающему газу из камеры сгорания в картер в лабиринте «кольца-торцевые канавки поршня-цилиндр». Число колец зависит от величины давления газов в цилиндре и быстроходности двигателя. У двигателей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 установлены три компрессионных кольца, а у двигателей ЯМЗ-740 — два. Замок или стык кольца по форме может быть прямым, косым и ступенчатым (см. рис. 6.6б). Исследования показали, что форма замка практически мало влияет на утечку газа при основных рабочих режимах, поэтому кольца с прямым замком получили наибольшее распространение.

Маслосъемные кольца (одно или два) регулируют подачу масла на боковую поверхность поршня и к компрессионным кольцам, снимают излишки масла со стенок цилиндра и направляют его в картер двигателя. Схема работы маслосъемных колец представлена на рис. 6.7. Двигатели ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 имеют два, а ЯМЗ-740 одно маслосъемное кольцо.

Поршневой палец обеспечивает шарнирное соединение поршня с шатуном. Он воспринимает значительные знакопеременные нагрузки при высокой температуре и неблагоприятных условиях трения. Поршневой палец изготавливают в виде гладкого полого цилиндра. Конструкция его определяется типом соединения с бошкой поршня и верхней головкой шатуна. Наибольшее приме-

нение получил так называемый «плавающий палец». При работе двигателя «плавающие пальцы» постоянно проворачиваются как в головке шатуна, так и в бобышках поршня. Они незначительно и равномерно изнашиваются по длине и по окружности, удобны при монтаже. От осевого смещения «плавающий палец» удерживают стопорные стальные пружинные кольца, устанавливаемые в канавки в бобышках поршня по обе стороны с торцов пальца.

Шатун во время работы двигателя воспринимает от поршня и передает коленчатому валу силу давления газов при рабочем ходе, а также обеспечивает перемещение поршня при вспомогательных процессах. Он совершает сложное плоскопараллельное движение. Верхняя головка шатуна имеет возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра и качательное относительно оси поршневого пальца, а нижняя головка придает вращательное движение шатунной шейке коленчатого вала. Другие точки осевой линии шатуна совершают движение по сложной траектории. Сила давления газов сжимает шатун, а инерционные нагрузки, стремясь оторвать поршень от коленчатого вала, растягивают его. Кроме того, знакопеременное качательное движение вызывает силу инерции, изгибающую шатун в плоскости его качания.

Основные элементы шатуна показаны на рис. 6.5. Стержень обычно имеет двутавровое сечение. В стержне шатунов некоторых двигателей выполняют канал для подвода смазки от нижней головки шатуна к поршневому пальцу. Верхняя головка шатуна неразъемная, конструкция ее определяется способом крепления поршневого пальца и условиями его смазки. При применении плавающего пальца используют в качестве подшипников бронзовую или латунную втулку, которую запрессовывают в головку.

Нижнюю головку шатуна изготавливают разъемной. Разъем может быть косым или прямым. Косой срез позволяет уменьшить радиус окружности, описываемой нижней частью шатуна при вращении и проход его через цилиндр при сборке двигателя. Крепят крышку к телу шатуна болтами с гайками или болты ввертывают в тело шатуна.

Подшипники нижних головок шатунов имеют сменные тонкостенные вкладыши, изготовленные из стальной ленты, на поверхность которой наносят антифрикционный слой такого же материала, что и для коренных вкладышей.

6.3. Коленчатый вал, маховик

Коленчатый вал воспринимает усилия со стороны шатунов и преобразует их в крутящий момент. Он обеспечивает движение поршней во время вспомогательных тактов и запуска двигателя, а также приводит в действие различные механизмы и приборы. Коленчатый вал является нагруженной, дорогостоящей деталью двигателя. На него действуют периодически изменяющиеся силы давления газов, силы инерции масс кривошипно-шатунного механизма, возникающие крутильные колебания, реакции опор, момент сопротивления вращению со стороны маховика, силы трения в подшипниках. Поэтому коленчатый вал должен быть прочным, жестким, износостойким при относительно малой массе. Он должен создавать равномерное чередование рабочих ходов, быть статически уравновешенным и обеспечивать динамическую уравновешенность двигателя. Основные элементы коленчатого вала (коренные и шатунные шейки, щеки, носок и хвостовик) показаны на рис. 6.8. На носке вала имеется храповик для прокручивания двигателя. За задним коренным подшипником на хвостовике коленчатого вала некоторых двигателей предусмотрена маслогонная резьба. На фланце хвостовика крепят маховик.

Опорами коленчатого вала являются коренные шейки с подшипниками скольжения, снабженные тонкостенными вкладышами. Вкладыши устанавливают в корпус подшипника, состоящего из двух частей — верхней половины, выполненной в картере, и нижней съемной крышки, которая крепится к картеру болтами. От осевого перемещения коленчатый вал удерживают упорные подшипники, неподвижные упорные кольца или кольцевой пояс на щеке вала и стальная упорная шайба. По количеству опор коленчатые валы делят на полноопорные (число коренных шеек на единицу больше числа шатунных, и они располагаются по обе стороны последних) и неполноопорные (число коренных шеек меньше числа шатунных). Число шатунных шеек в рядном двигателе соответствует числу цилиндров, а в V-образных двигателях их может быть вдвое меньше. Для снижения массы коленчатого вала и, следовательно, влияния центробежных сил в высокооборотных двигателях шатунные шейки выполняют полыми. Полость используется для центробежной очистки масла, поступающего к шатунным шейкам. Щеки коленчатого

вала служат для соединения коренных и шатунных шеек. Они могут иметь в сечении, перпендикулярном к оси вала, круглую или овальную форму.

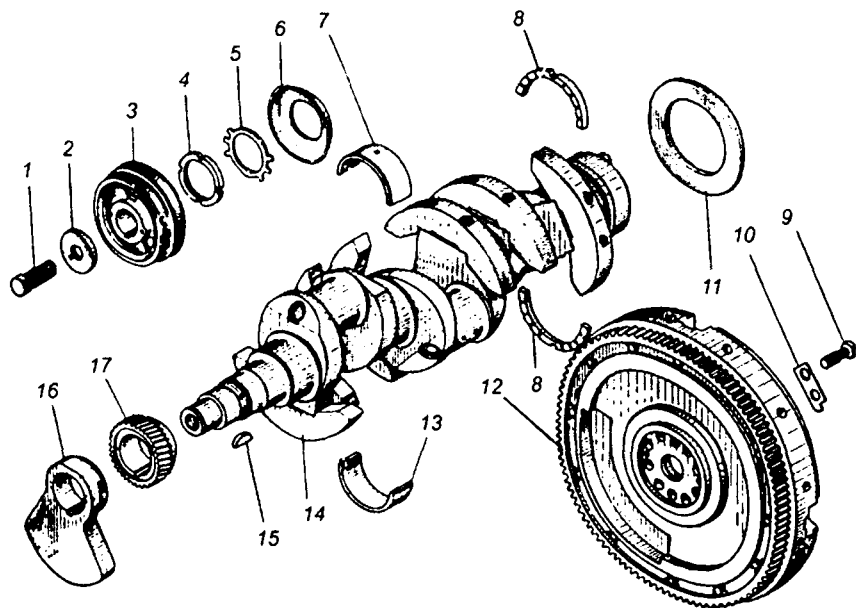


Рис. 6.8. Коленчатый вал с маховиком двигателя ЯМЗ-236:

1 — болт шкива коленчатого вала; 2 — шайба шкива; 3 — шкив; 4 — гайка крепления противовеса; 5 — замковая шайба; 6 — передний маслосдержатель; 7 — вкладыш коренного подшипника; 8 — полукольцо упорного подшипника; 9 — болт крепления маховика; 10 — стопорная шайба; 11 — маслосдержатель; 12 — маховик; 13 — вкладыш шатунного подшипника; 14 — противовес; 15 — шпонка; 16 — выносной противовес; 17 — шестерня привода механизма газораспределения

Форма коленчатого вала зависит от числа и расположения цилиндров, порядка работы и тактности двигателя, требований равномерности рабочего хода и уравновешенности двигателя.

Кривошипы валов четырехцилиндровых рядных двигателей (рис. 6.9,а) расположены попарно (1 и 4, 2 и 3) симметрично и смещены на 180° . Порядок работы таких двигателей установлен 1-3-4-2 или 1-2-4-3. Кривошипы рядных шестицилиндровых

двигателей (рис. 6.9, б) также расположены попарно (7 и 6, 2 и 5, 3 и 4) симметрично, но с углом между коленами 120° . Порядок работы установлен 1-5-3-6-2-4 или 1-4-2-5-3-6. Такое расположение колен обеспечивает равномерное чередование рабочих ходов в отдельных цилиндрах и уравнивает силы инерции. Коленчатые валы V-образных двигателей (рис. 6.9 в, г) короче рядных. Для установки и точной фиксации противовесов на поверхности щеки обрабатывают площадку. Коренные подшипники обычно располагают через отсек двух цилиндров, шатуны которых опираются на одну шатунную шейку вала (двигатели ЯМЗ, КамАЗ и др.). Изготавливают коленчатые валы из среднеуглеродистых или легированных сталей.

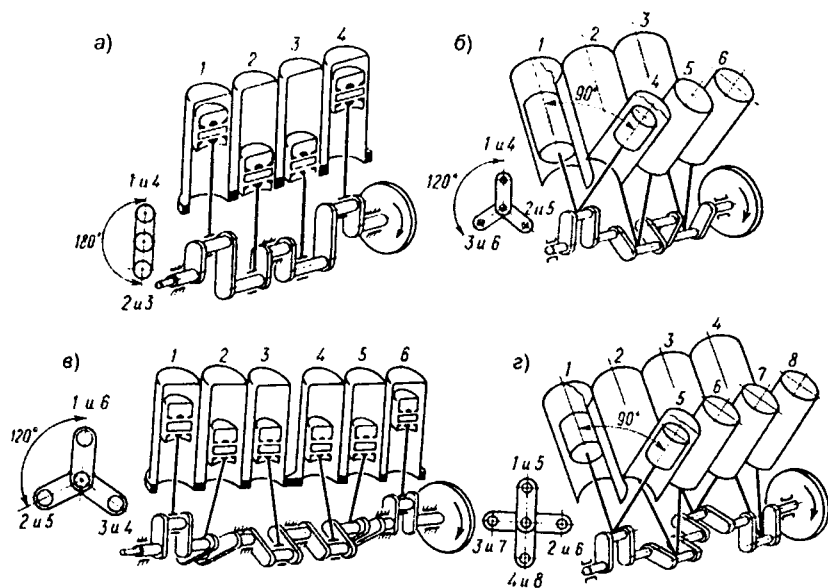


Рис. 6.9. Схемы кривошипно-шатунного механизма:
а и б — рядные четырех- и шестицилиндровые двигатели; в и г — V-образные шести и восьмицилиндровые двигатели

Противовесы служат для разгрузки коренных подшипников от центробежных сил вращающихся масс и уменьшения напряжений изгиба коленчатого вала, создаваемых шатунными шейками.

В коленчатом валу в процессе работы двигателя могут возникать крутильные колебания от периодически изменяющегося крутящего момента. Если частота крутильных колебаний совпадает с частотой собственных колебаний вала, то появляется явление резонанса, приводящее к разрушению вала. Поэтому у некоторых двигателей на коленчатом валу устанавливают гасители крутильных колебаний: демпферы, маятниковые антивибраторы, жидкостные (вязкостные). Гасители размещают на переднем конце коленчатого вала, где амплитуда колебаний достигает максимальных значений. Наиболее распространен гаситель колебаний сухого трения (демпфер), основанный на поглощении энергии колебаний силами трения.

Маховик обеспечивает равномерное вращение коленчатого вала, облегчает пуск двигателя и вывод поршней из мертвых точек. Он изготавливается в виде массивного литого диска, на наружную обработанную поверхность которого напрессовывают зубчатый венец. Маховик крепят болтами на фланце или в торце коленчатого вала. Центровку маховика обеспечивают точной обработкой наружной и торцевой поверхностей фланца и правильным их расположением относительно оси вала.

7. ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ

7.1. Устройство механизмов клапанного распределения

Газораспределительный механизм предназначен для впуска в цилиндры свежего заряда (воздуха) и выпуска отработавших газов. Основное требование — обеспечить возможно наилучшее наполнение цилиндров горючей смесью или воздухом и совершенную их очистку от отработавших газов. В зависимости от конструкции органов, с помощью которых цилиндры двигателей сообщаются с окружающей средой, газораспределительные механизмы делят на золотниковые, клапанные и комбинированные.

В современных четырехтактных двигателях в основном применяют клапанный механизм газораспределения. Такой механизм надежен в работе, обеспечивает хорошее уплотнение рабочей плоскости цилиндра, конструктивно проще. Клапанные механизмы газораспределения по конструкции могут выполняться с нижним боковым (в блоке цилиндров) и верхним подвесным расположением клапанов (в головке цилиндров). Нижнее расположение клапанов применялось только в карбюраторных двигателях со сравнительно низкими степенями сжатия и невысокой частотой вращения коленчатого вала.

Дизельные двигатели лесных машин имеют механизмы газораспределения с верхним расположением клапанов (рис. 7.1,б). Привод распределительного вала у большинства двигателей осуществляют парой косозубых шестерен от коленчатого вала двигателя. Основными деталями механизма газораспределения являются: клапаны с седлами, направляющие втулки; пружины с

детальными креплениями, коромысла, штанги, толкатели, распределительный вал и его привод.

У клапана различают головку и стержень (рис. 7.1 и рис. 7.2а). Головка может быть плоской или выпуклой. Широко применяют впускные и выпускные клапаны с плоской головкой. Клапаны с тьюльпанообразной головкой используют в основном как впускные. Реже используют в качестве выпускных клапаны с выпуклой головкой. На головке клапана предусмотрены цилиндрический поясок и коническая поверхность, являющаяся рабочей фаской. Последняя обеспечивает плотное прилегание клапана к седлу. Цилиндрический поясок головки позволяет притирать ее в процессе эксплуатации по мере потери герметичности цилиндра. От головки клапана к стержню сделан плавный переход, который увеличивает его прочность и создает меньшее сопротивление при впуске и выпуске. Стержень клапана является направляющей частью и изготавливается цилиндрической формы. Выпускные клапаны требуют интенсивного охлаждения, и для лучшего отвода тепла от головки стержень ряда двигателей выполняют полым.

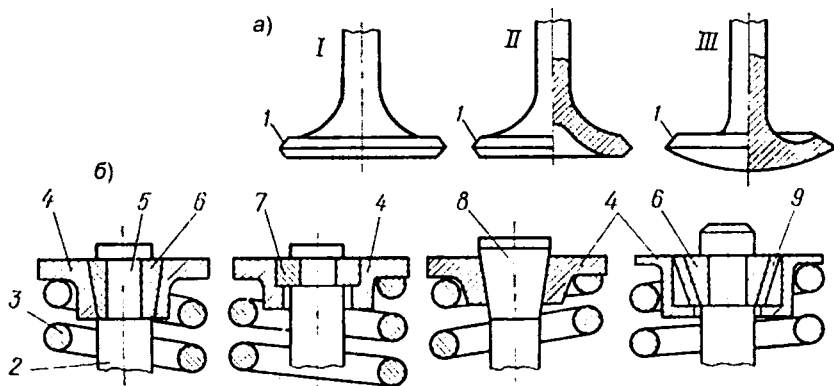


Рис. 7.1 Конструктивные формы головок клапанов (а) и способы крепления пружин (б):

I — плоская; II — тьюльпанообразная; III — выпуклая; 1 — рабочая фаска; 2 — стержень клапана; 3 — пружина; 4 — парная тарелка пружины; 5 — кольцевая проточка под сухарики; 6 — конические сухарики; 7 — цилиндрические сухарики; 8 — конус на хвостовике стержня; 9 — промежуточная втулка

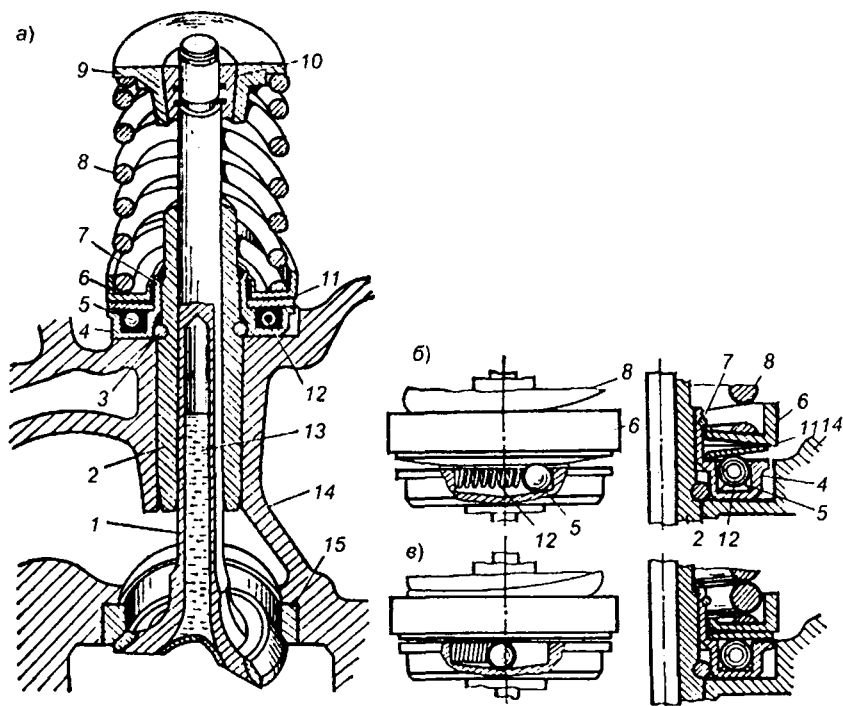


Рис. 7.2. Выпускной клапан и механизм его поворота: а — выпускной клапан; б — клапан закрыт; в — клапан открыт;

1 — клапан; 2 — направляющая втулка; 3 — стопорное кольцо; 4 — неподвижный корпус; 5 — шарик; 6 — опорная шайба; 7 — замочное кольцо; 8 — пружина клапана; 9 — тарелка пружины клапана; 10 — сухарики; 11 — дисковая пружина; 12 — возвратная пружина; 13 — натриевое наполнение; 14 — корпус головки цилиндров; 15 — вставное седло

В полость помещают металлический натрий, который способствует интенсивному отводу тепла (рис. 7.2,а). Хвостовая часть стержня приспособлена для крепления узла клапанной пружины (см. рис. 7.1,б). Сухарики 6 и 7 устанавливают в кольцевую проточку 5 или опорную тарелку 4, фиксируют на конической поверхности 8. Торец стержня клапана подвергается ударным нагрузкам от коромысла или толкателя. Для удлинения срока службы выпускные клапаны некоторых двигателей (ЗИЛ, ГАЗ) принудительно проворачивают во время работы специальным

устройством (рис. 7.2). Поворот клапана вокруг своей оси препятствует отложению нагара на рабочей поверхности тарелки, обеспечивает равномерное изнашивание ее и длительную работу.

Механизм поворота состоит из неподвижного корпуса 4, пяти шариков 5 с возвратными пружинами 12, дисковой пружины 11, опорной шайбы 6 с замочным кольцом 7. Опорная шайба и дисковая пружина с зазором надеты на корпус 14. При закрытом клапане усилие клапанной пружины 8 невелико и через опорную шайбу 6 передается на наружную кромку дисковой пружины 11 (рис. 7.2б). Последняя своей внутренней кромкой опирается на запечик корпуса 4. Во время открытия клапана, под действием сжимающейся клапанной пружины, коническая дисковая пружина 11 начинает распрямляться и поворачиваться вокруг шариков, нажимая на них. Усилие клапанной пружины начинает передаваться на шарики 5 (рис. 7.2б), которые, перекатываясь по наклонной поверхности углублений корпуса 4, поворачивают вокруг оси коническую дисковую пружину 11 и опорную шайбу 6, а вместе с ними клапанную пружину и клапан. При закрытии клапана усилие его пружины уменьшается, а прогиб дисковой пружины возрастает и, приходя в свое первоначальное положение, прекращает нажимать на шарики. Шарики 5 освобождаются и под действием пружины 12 возвращаются в исходное положение, подготавливая механизм к новому повороту.

Клапаны работают в наиболее тяжелых условиях из всех деталей механизма газораспределения. Особенно нагружены выпускные клапаны и их направляющие втулки. Температура головки выпускного клапана в карбюраторных двигателях достигает 800...900°C, а в дизельных двигателях без наддува 500...700°C. В период выпуска отработавших газов выпускные клапаны омываются газами, имеющими температуру 900...1400°C. Впускные клапаны периодически омываются свежим зарядом, и температура их составляет 300...400°C. Клапаны подвергаются коррозионному износу, а большие скорости движения газовых потоков (500...600 м/с) приводят к интенсивному эрозийному износу.

Седла 15 клапанов (рис. 7.2а) работают примерно в тех же условиях, что и клапаны. Они служат опорой посадочной поверхности тарелки клапана. Изготавливают их в виде колец из жаропрочных сталей, специальных легированных чугунов или

металлокерамики. В двигателях лесных машин для выпускных клапанов применяют только вставные седла. Крепится седло в головке блока за счет натяга при запрессовке или расчеканивания материала гнезда, или развальцовкой верхней части седла, а иногда на резьбе.

Направляющие втулки 2 обычно изготавливают вставными и запрессовывают их в гнезда головки цилиндров. От перемещений в осевом направлении втулки удерживаются опорными поясками или стопорными кольцами. Втулки центрируют стержень клапана и способствуют правильной посадке его в седле.

Клапанные пружины предназначены для обеспечения плотной посадки клапанов в седла, а также постоянной беззазорной кинематической связи клапана с кулачком распределительного вала. Пружины в процессе работы подвергаются действию значительных переменных динамических нагрузок, поэтому они должны обладать хорошей упругостью, иметь высокую частоту собственных колебаний, превышающую частоту вынужденных колебаний, и выдерживать большие напряжения при действии переменных динамических сил. Как правило, устанавливают цилиндрическую пружину, иногда две. В двигателях ЯМЗ, КамАЗ и других установлены две пружины, что повышает надежность работы и уменьшает их размеры.

Пружины чаще всего крепят на клапанах с помощью опорных стальных тарелок и сухариков. Применяют крепление также при помощи конуса на хвостовике стержня (см. рис. 7.1). В некоторых двигателях (ГАЗ, ЯМЗ) сухарики закрепляют на стержне клапана промежуточной втулкой 9, которая обеспечивает проворачивание клапанов при их открытии. Промежуточная втулка имеет сравнительно небольшую поверхность контакта с подвижными опорными тарелками пружин и предотвращает заклинивание клапанов.

Коромысло механизма газораспределения представляет собой неравноплечий рычаг, качающийся вокруг неподвижной оси. Такая конструкция обеспечивает уменьшение высоты подъема толкателей и штанг и, как следствие, снижение ускорений и сил инерции. Длинное плечо коромысла заканчивается носком, действующим на стержень клапана. Короткое плечо коромысла опирается на штангу. В коротком плече имеется резьбовое отверстие, в которое ввернут регулировочный винт с контргайкой для уста-

новления необходимого теплового зазора. Коромысло на оси устанавливают на бронзовые втулки, а оси размещают в отдельных стойках, которые болтами или шпильками крепят к головке блока цилиндров (двигатели ЯМЗ, КамАЗ).

Штанга передает усилие от толкателя к коромыслу. Она должна обладать большой продольной жесткостью, иметь возможно меньшую массу и высокую износостойкость рабочих поверхностей. Штанги изготавливают трубчатыми, а концы снабжают стальными термически обработанными наконечниками со сферическими головками или седлом. Обычно на нижнем наконечнике имеется сферическая головка, а на верхнем — сферическая головка или седло. Двигатели ЯМЗ, КамАЗ имеют штанги, изготовленные из стальной трубки с запрессованными наконечниками.

Толкатели с верхним расположением клапана передают усилия от кулачков распределительного вала к штангам в двигателях. Они воспринимают боковые нагрузки от кулачков, а рабочие поверхности подвергаются значительному износу. Конструкция толкателей может быть различной, и в основном они представляют собой цилиндрический стакан, движущийся во втулке возвратно-поступательно. Направляющие отверстия для втулок изготавливают непосредственно в теле блока цилиндров или в отдельных деталях, которые затем крепятся к блоку цилиндров. Опорная поверхность толкателей изготавливается плоской (двигатели СМД-60, Д-160) или слегка сферической (двигатели ЗИЛ, КамАЗ и др.). У двигателей ЯМЗ применяют толкатели качающиеся роликовые. Такие толкатели снижают износ кулачков в результате замены трения скольжения трением качения, но имеют большую массу, конструктивно сложнее и дороже в изготовлении. Распределительный (кулачковый) вал предназначен для управления клапанами механизма газораспределения, а также для привода узлов систем смазки, питания и зажигания. Он представляет собой стержень с кулачками и опорными шейками. Кулачки испытывают большие контактные напряжения, вызывающие их износ. Вращается распределительный вал в подшипниках скольжения, выполненных обычно в теле блока с запрессованными в них стальными втулками, залитыми антифрикционным сплавом. Втулки смазывают под давлением. Число опорных

шеек распределительного вала обычно равно числу коренных подшипников коленчатого вала. Для предотвращения осевых перемещений валов от действия усилий косозубых шестерен привода предусматривают фиксирующие устройства. Например, в двигателе ЯМЗ-236 установлен упорный фланец в передней части блока, а в двигателе ЯМЗ-740 упором служит корпус подшипника задней опоры.

Число кулачков на распределительном валу чаще всего равно числу обслуживаемых им клапанов. Расположение кулачков определяется числом и порядком работы цилиндров, схемой привода, фазами газораспределения.

7.2. Фазы газораспределения

Периоды от момента открытия клапанов до момента их закрытия, выраженные в углах поворота коленчатого вала, называют фазами газораспределения. Как отмечалось выше, открытие и закрытие клапанов не совпадают с приходом поршня в ВМТ и НМТ и наблюдается перекрытие клапанов.

Фазы газораспределения определяются профилем и расположением кулачков распределительного вала, установкой его по отношению к коленчатому валу, зазорами между толкателями или коромыслами. Для наилучшего наполнения и наиболее качественной очистки цилиндров желательно, чтобы клапаны открывались

до полной высоты подъема, закрывались мгновенно и находились в открытом положении возможно дольше.

В автотракторных двигателях находят применение кулачки с выпуклым, тангенциальным и вогнутым профилями.

Профиль кулачка устанавливает максимальную высоту подъема клапана $h_{k \max}$ и продолжительность открытия впускного и выпускного $\phi_{вп}$ и $\phi_{вып}$, кла-

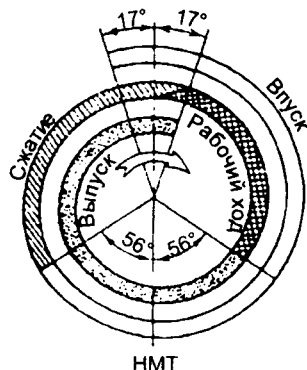


Рис. 7.3. Диаграмма фаз распределения двигателя СМБ-18Н

панов в функции угла поворота α коленчатого вала. Высота подъема толкателя $h_{T \max}$ определится $h_{T \max} = h_{\kappa \max} / i$, где i — передаточное отношение коромысла. Угол открытия клапанов для четырехтактных двигателей $\alpha_{\text{вп}} = \varphi_{\text{вп}} / 2$ и $\alpha_{\text{вып}} = \varphi_{\text{вып}} / 2$ и для двухтактных двигателей $\alpha_{\text{вып}} = \varphi_{\text{вып}} / 2$.

Для построения профиля кулачка соответствующего любому закону изменения «время–сечение», применяют графические методы. «Время–сечение» характеризует пропускную способность клапана и его определяют как произведение проходного сечения клапана на время, в течение которого он открыт.

Впускной клапан у большинства двигателей открывают за $10...30^\circ$ до прихода поршня в ВМТ. Закрывают впускной клапан после прохода поршнем НМТ (на $45...83^\circ$ после НМТ). Чем больше частота вращения коленчатого вала, тем больший устанавливают угол закрытия впускного клапана после НМТ. Таким образом, общая продолжительность открытия впускного клапана составляет $235...295^\circ$, что повышает коэффициент наполнения.

Выпускной клапан у всех двигателей открывают за $30...70^\circ$ до прихода поршня в НМТ. Значительное опережение открытия впускного клапана обеспечивает интенсивное удаление основной части газов из цилиндра и снижает в нем давление. На последующее удаление газов затрачивают минимальную работу и создают условия для улучшения очистки цилиндра и наполнения его свежим зарядом.

Закрытие выпускного клапана осуществляют после ВМТ ($10...47^\circ$ после ВМТ). Запаздывание закрытия клапана обеспечивает лучшую очистку цилиндра от продуктов сгорания, так как в момент прихода поршня в ВМТ давление газов в цилиндре еще превышает атмосферное. Общая продолжительность открытия выпускного клапана составляет $230...275^\circ$.

Фазы газораспределения обычно принято изображать в виде круговой диаграммы, рис. 7.3.

8. СИСТЕМА СМАЗКИ

8.1. Устройство системы смазки

Одним из недостатков поршневых двигателей внутреннего сгорания является наличие большого количества движущихся деталей, имеющих значительные поверхности трения, при этом трущиеся пары работают при высоких температурах и воспринимают значительные динамические нагрузки. Трение вызывает износ деталей, выделение тепла и требует затрат мощности.

В связи с этим все поршневые ДВС имеют систему смазки — совокупность устройств, которые подают масло в необходимом количестве к трущимся поверхностям. Введение слоя масла между трущимися поверхностями поршневых ДВС не только снижает трение и износ деталей, но и выполняет другие очень важные функции: отводит тепло, возникающее вследствие трения, защищает детали от коррозии, очищает трущиеся поверхности от нагара и продуктов износа, способствует уплотнению поршневыми кольцами рабочей полости цилиндра.

Система смазки двигателей должна обеспечивать бесперебойную подачу масла к трущимся деталям при работе на различных скоростных и нагрузочных режимах и в различных условиях эксплуатации, высокую степень очистки масла от механических примесей, возможность длительной работы двигателя под нагрузкой без перегрева масла. Кроме этих специфических требований система смазки должна иметь простую конструкцию и не требовать больших затрат на техническое обслуживание.

В зависимости от способа подачи масла к трущимся поверхностям различают системы смазки разбрызгиванием, под давлением и комбинированную. Система смазки разбрызгиванием вследствие своего несовершенства распространения не получила. В сис-

теме смазки под давлением подача масла к трущимся поверхностям осуществляется принудительно масляным насосом по специальным маслопроводам или сверлениям. Из-за конструктивной сложности в чистом виде она не применяется.

У большинства автотракторных двигателей используют комбинированные системы смазки, в которых сочетаются способы подачи масла разбрызгиванием и под давлением. Под давлением масло подводится к коренным и шатунным подшипникам коленчатого вала, к подшипникам распределительного вала, к осям коромысел и наконечникам штанг, к втулкам распределительных шестерен. В некоторых конструкциях под давлением смазывается сопряжение верхней головки шатуна с поршневым пальцем, а также организуется принудительный впрыск масла на поверхность зеркала цилиндра. Остальные трущиеся детали двигателя смазываются разбрызгиванием.

В основу работы системы смазки многих двигателей лесных машин положена принципиальная схема, показанная на рис. 8.1. Масло из картера (масляного поддона 1) через маслоприемник 6 нагнетается шестеренчатым насосом, состоящим из двух секций. Основная секция насоса 7 подает масло к фильтру грубой очистки 10, включенному последовательно. Параллельно фильтру включен перепускной клапан 9, пропускающий неочищенное масло, минуя фильтр, в главную масляную магистраль 12 в тех случаях, когда давление перед фильтром возрастает (засорение фильтрующего элемента, высокая вязкость масла при пуске, большая частота вращения коленчатого вала). Клапан 9 регулируется на перепад давления при входе и выходе из фильтра на 0,08...0,28 МПа. Давление нагнетания основной секции насоса ограничивается редукционным клапаном 8. При давлении выше установленной нормы клапан открывается и лишнее масло сливается в картер. Клапан 8 регулируется на давление 0,3...0,4 МПа у карбюраторных двигателей и 0,7...0,8 МПа у дизелей.

После фильтра грубой очистки поток масла разделяется на две части. Меньшая часть поступает к фильтру тонкой очистки 11, подключенному параллельно, и после очистки сливается в картер. Большая часть масла нагнетается в главную масляную магистраль 12 и смазывает под давлением коренные и шатунные подшипники коленчатого вала, подшипники распределительного вала. Далее за счет золотникового устройства, образуемого лысками и канавками на опорных шейках распределительного вала,

масло прерывистым потоком поступает под давлением к осям коленчатых, к втулкам распределительных шестерен и к узлу осевой фиксации распределительного вала.

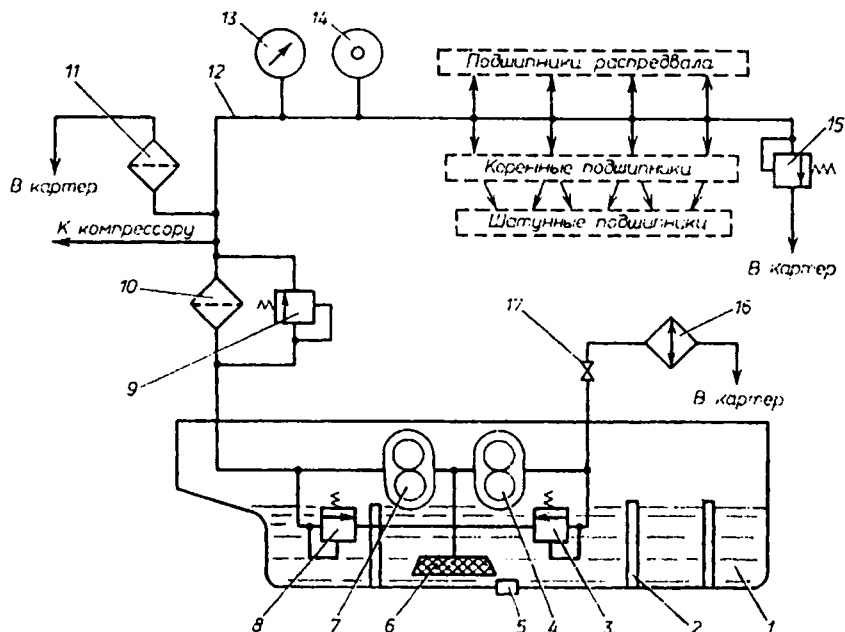


Рис. 8.1. Принципиальная схема комбинированной системы смазки:

1 — масляный поддон; 2 — перегородки; 3 — редукционный клапан радиаторной секции; 4 — радиаторная секция масляного насоса; 5 — магнитная пробка; 6 — маслоприемник; 7 — основная секция масляного насоса; 8 — редукционный клапан основной секции; 9 — перепускной клапан; 10 — фильтр грубой очистки; 11 — фильтр тонкой очистки (центрифуга); 12 — главная масляная магистраль; 13 — манометр; 14 — термометр; 15 — сливной клапан; 16 — масляный радиатор; 17 — кран отключения масляного радиатора

Все другие детали (рабочие поверхности цилиндров, кулачки распределительного вала, зубья шестерен распределения и т. д.) смазываются мельчайшими каплями масла, вытекающими из подшипников коленчатого вала и разбрызгиваемыми вращающимися деталями двигателя. В современных автотракторных двигателях для обеспечения надежной смазки зеркала цилиндра

применяется периодический впрыск масла из отверстий в нижних головках шатуна.

В главной масляной магистрали установлен сливной клапан 15, который обеспечивает более точное поддержание давления непосредственно у подшипников коленчатого вала. Сливной клапан перепускает лишнее масло в поддон картера, когда давление в главной масляной магистрали выше 0,25...0,45 МПа.

Давление масла перед поступлением в подшипники коленчатого вала контролируется манометром 13, а температура масла — термометром 14, установленными на щитке контрольных приборов. Нормальная температура масла в автотракторных двигателях, загруженных до полной мощности, должна находиться в пределах 80...90°C (353...363°K). При такой температуре и номинальной частоте вращения коленчатого вала давление масла должно составлять 0,25...0,45 МПа. Минимальное давление масла в системе допускается не ниже 0,08 МПа.

Для охлаждения масла при работе двигателя с большой нагрузкой или при температуре воздуха выше 20°C (293°K) краном 17 включают масляный радиатор 16. Масло в радиатор нагнетается радиаторной секцией насоса 4. Охлажденное в радиаторе масло сливается в поддон картера. Если запорный кран 17 масляного радиатора закрыт или масло слишком густое, редукционный клапан 3 ограничивает наибольшее давление в пределах 0,12...0,15 МПа, сливая излишек масла в картер.

В отличие от рассмотренной схемы система смазки ряда двигателей в настоящее время не имеет фильтра грубой очистки. В этом случае его роль в системе выполняет полнопоточный фильтр тонкой очистки.

Система смазки дизельных двигателей автомобилей КамАЗ имеет фильтр тонкой очистки, включенный последовательно. Таким образом, все масло, нагнетаемое основной секцией насоса к трущимся парам, проходит тонкую очистку. Масло, нагнетаемое радиаторной секцией, перед входом в масляный радиатор также очищается в фильтре тонкой очистки — реактивной масляной центрифуге. Принятая на двигателях автомобилей КамАЗ схема системы смазки с двумя фильтрами тонкой очистки наряду с другими факторами обеспечивает долговечную работу двигателей.

8.2. Элементы системы смазки

Масляный насос предназначен подавать масло под давлением, гарантирующим проникновение масла в зазоры между трущимися деталями и сохранение оптимальной величины масляного слоя. В автотракторных двигателях наиболее широко применяются насосы шестеренчатого типа. Они просты по устройству и надежны в работе. Шестеренчатые насосы выполняются с числом секций от одной до трех. Производительность масляных насосов достигает 400 л/ч, а мощность, затрачиваемая на привод, — до 1,0 кВт. Привод масляного насоса осуществляется шестерней, выполненной на распределительном валу, или шестерней, находящейся в постоянном зацеплении с распределительными шестернями двигателя.

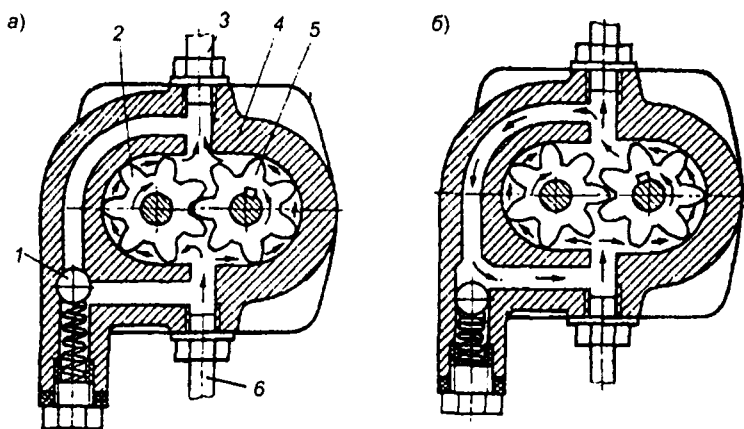


Рис. 8.2. Схема работы масляного насоса:

а — при допустимом давлении в системе; б — при повышенном давлении; 1 — редукционный клапан; 2 — ведомая шестерня; 3 — отвод масла из нагнетательной полости; 4 — корпус насоса; 5 — ведущая шестерня; 6 — подвод масла во всасывающую полость насоса

Односекционный шестеренчатый масляный насос (рис. 8.2) состоит из ведущей 5 и ведомой 2 шестерен, размещенных в корпусе 4. Ведущая шестерня закреплена на валу, который приводится от распределительного или коленчатого вала. Ведомая

шестерня свободно вращается на оси, запрессованной в корпусе. Масло поступает в полость корпуса насоса по трубопроводу 6, захватывается зубьями шестерен и нагнетается в трубопровод 3.

Давление, создаваемое насосом, зависит от частоты вращения, вязкости масла, размера зазоров и состояния двигателя. В процессе работы двигателя частота вращения коленчатого вала и вязкость масла изменяются в широких пределах. Изменяется и состояние двигателя — износ деталей приводит к увеличению зазоров в сопряженных узлах, при этом количество масла, вытекающего через зазоры, возрастает. Для бесперебойной подачи масла ко всем сопряженным узлам производительность масляного насоса рассчитывается со значительным избытком, покрывающим возможные колебания давления.

Для предохранения системы смазки от чрезмерного повышения в ней давления масла в насосе устанавливают редукционный клапан 7, который регулируется на давление 0,35...0,45 МПа. При срабатывании клапана часть масла перекачивается во всасывающую полость насоса (рис. 8.26). Это особенно важно при пуске непрогретого двигателя, когда вследствие большой вязкости масла давление, создаваемое насосом, резко возрастает, а также при засорении магистрали. Редукционный клапан устанавливается в корпусе насоса и обычно перепускает 40...50% масла, нагнетаемого насосом.

Двухсекционные масляные насосы (см. рис. 8.36) применяют в тех случаях, когда в системе смазки установлены масляный радиатор и фильтр центробежной очистки масла. Это характерно практически для всех современных автотракторных двигателей. Устройство и работа каждой секции не отличаются от устройства и работы односекционного насоса. В этом случае шестерни 4 и 7 основной секции насоса подают масло в систему смазки к трущимся парам, а шестерни 11 и 12 радиаторной секции — в масляный радиатор или в фильтр центробежной очистки, как у двигателей автомобилей КамАЗ. В крышке насоса расположен редукционный клапан 13. Когда давление в нагнетательной полости превысит расчетное, клапан, отрегулированный на это давление, открывается, и масло перетекает во всасывающую полость (см. рис. 8.3а). В корпусе радиаторной секции установлен редукционный клапан 15.

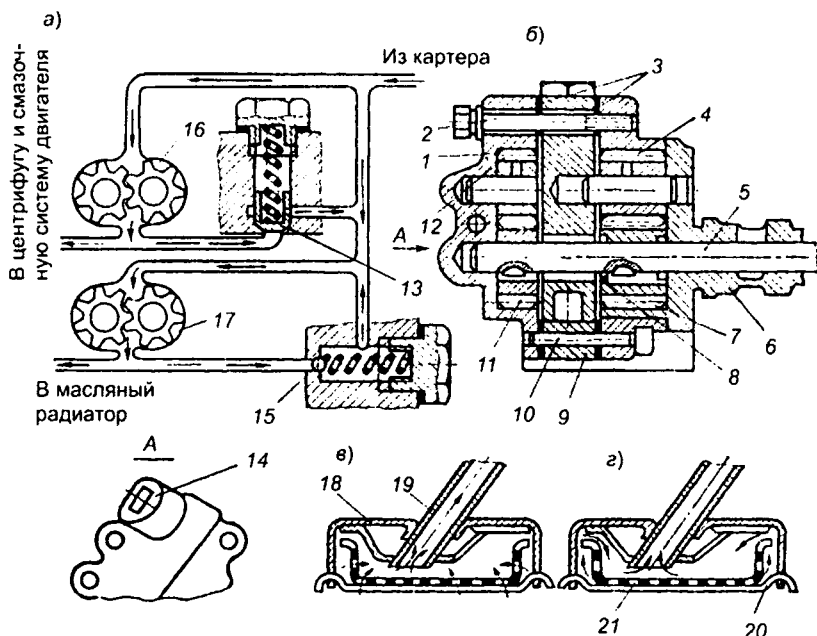


Рис. 8.3. Масляный насос и маслоприемник:

а — схема работы; *б* — конструкция; *в* — поступление масла при чистой сетке; *г* — поступление масла в случае засорения сетки; 1 — корпус радиаторной секции; 2 — болт; 3 — прокладки; 4, 7, 11, 12 — шестерни; 5 — вал насоса; 6 — корпус основной секции; 8 — стопорное кольцо; 9 — крышка масляного насоса; 10 — штифт; 13, 15 — клапаны; 14 — место установки крана для включения масляного радиатора; 16 — основная секция; 17 — радиаторная секция; 18 — корпус маслоприемника; 19 — трубка; 20 — пружина; 21 — сетка

Маслоприемники насоса бывают неподвижными или плавающими. Неподвижные маслоприемники получили наибольшее применение, они расположены в нижней части поддона и воздух через них, как правило, не может попасть в смазочную систему. Маслоприемник насоса является первичным фильтром, так как масло может попасть внутрь трубки 19, только пройдя через фильтрующую сетку 21 (рис. 8.3в). На корпусе маслоприемника есть ребра, в которые кромкой упирается сетка, образуя щели между нею и корпусом. Если фильтрующая сетка засорена, то масло поступает в трубку 19 через щели (рис. 8.3г).

Масляные фильтры очищают масло от посторонних примесей и продуктов износа. В процессе работы двигателя качество масла значительно ухудшается в результате химического разложения, насыщения влагой, разжижения топливом, загрязнения механическими примесями, всегда сопутствующими работе двигателя. Накапливающиеся в масле твердые частицы имеют размер 1...2, реже 3...5 мкм. Иногда размер частиц достигает 60...120 мкм, что значительно превосходит величину зазоров в сопряженных узлах и вызывает интенсивный износ деталей двигателя. Чтобы снизить износ деталей, необходимо непрерывно очищать масло в процессе работы двигателя. Это делается с помощью специальных масляных фильтров. Различают фильтры грубой и тонкой очистки масла.

Фильтры грубой очистки очищают масло от крупных механических частиц размером 40...70 мкм. Они обычно устанавливаются последовательно с насосом и пропускают весь поток масла, нагнетаемый в магистраль, в связи с этим они должны обладать высокой пропускной способностью, т.е. малым сопротивлением фильтрующего элемента, который выполняется пластинчато-щелевым или ленточно-щелевым. В настоящее время фильтры грубой очистки в системах смазки, двигателей автомобилей и тракторов применяются ограниченно.

Пластинчато-щелевой фильтр (см. рис. 8.4а) состоит из корпуса 9 фильтрующего элемента, отстойника 10, спускной пробки 11 и перепускного клапана. Фильтрующий элемент включает большое число фильтрующих стальных пластин 2, чередующихся с промежуточными пластинами.

Пакет пластин надевается на стержень 7 прямоугольного сечения и сжимается с помощью гайки и контргайки. Между дисками имеется зазор 0,07...0,08 мм, достаточный для прохода масла. На стойку 8 надеваются очищающие пластины 1, которые входят в зазоры между фильтрующими пластинами. При повороте стержня 7 за рукоятку 6 пластины 1 очищают зазоры между фильтрующими пластинами от накопившейся грязи и сбрасывают ее в отстойник, откуда она удаляется через спускную пробку. Масло, нагнетаемое насосом, поступает по каналу 3 внутрь фильтра, проходя по зазорам фильтрующего элемента, очищается от механических примесей и по каналу 4 поступает в систему смазки. Каналы 3 и 4 соединены между собой отверстием, в котором размещен шарик перепускного клапана 5.

Перепускной клапан служит для временного автоматического (полного или частичного) отключения масляного фильтра грубой очистки. Устройство перепускного клапана такое же, как редукционного. Он перепускает масло, минуя фильтр, в магистраль в тех случаях, когда фильтр засорился, или в периоды поступления масла в количестве, превышающем пропускную способность фильтра. В указанных случаях давление значительно повышается. Под его действием шарик отжимает пружину и пропускает масло в главную масляную магистраль, минуя фильтр.

Фильтры тонкой очистки очищают масло от мельчайших примесей (до 10 мкм) и смол. Устанавливаются они в большинстве случаев параллельно главной масляной магистрали и, обладая высоким сопротивлением фильтрующего элемента, пропускают 10...15% масла, подаваемого насосом. Фильтр тонкой очистки (рис. 8.4б) состоит из корпуса 14, одновременно являющегося отстойником, крышки 16, фильтрующего элемента 18, надетого на центральную трубку 13, в которой имеются калиброванные отверстия. Для слива отстоя имеется отверстие с пробкой 12. В качестве сменных фильтрующих элементов применяют ленточно-бумажные или картонные пакеты. При работе двигателя масло поступает в фильтр по маслопроводу 17 и стекает по стенкам вниз, где крупные частицы осаждаются. Затем масло проходит сквозь фильтрующий элемент и через калиброванные отверстия в трубке 13 поступает в маслопровод и поддон картера.

Начиная с 1950-х годов в качестве фильтров тонкой очистки стали применять центробежные фильтры — реактивные масляные центрифуги (РМЦ), в которых при вращении ротора на его внутренних стенках, под действием центробежных сил осаждаются взвешенные в масле механические примеси (продукты износа, старения масла и др.) с удельной массой, превышающей плотность масла.

Фильтр центробежной очистки масла с реактивным приводом (рис. 8.4в) состоит из корпуса 26, в который ввернута ось 23 ротора 25 с колпаком 24, и кожуха, укрепленного на оси гайкой-барашком. Ротор свободно вращается на оси на двух бронзовых втулках и упорном подшипнике 20. В оси 28 имеются отверстия для прохода масла внутрь ротора. В верхней части корпуса ротора установлен сетчатый фильтр 22, а в нижнюю ввернуты два жиклера 27, выходные отверстия которых направлены по касательной в противоположные стороны.

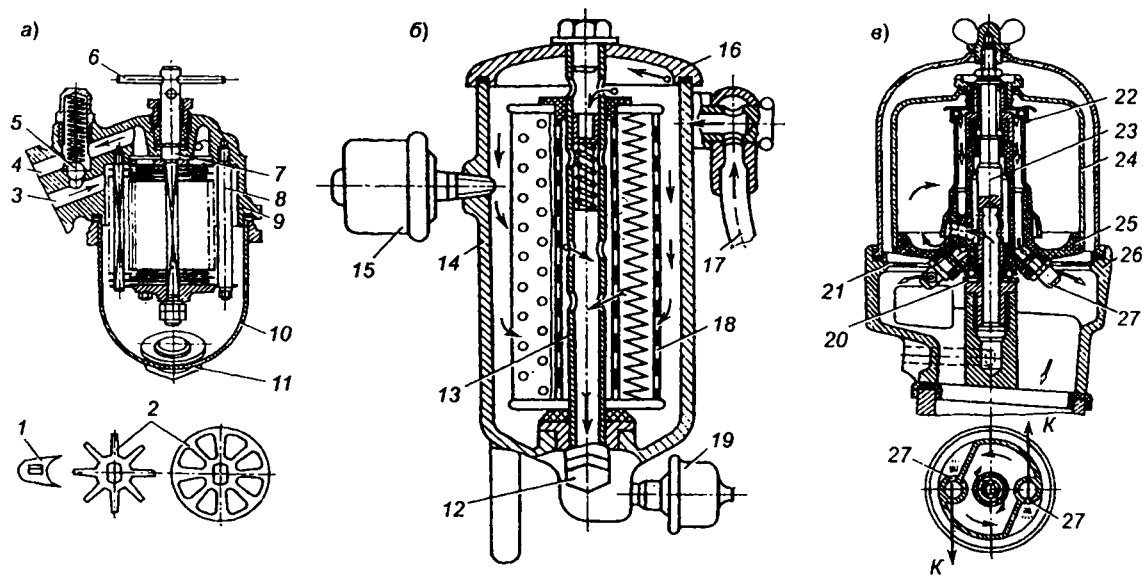


Рис. 8.4. Масляные фильтры: а — грубой очистки; б — тонкой очистки; в — центрифуга;

1 — очищающая пластина; 2 — фильтрующая пластина; 3 — входной канал; 4 — выходной канал; 5 — перепускной клапан; 6 — рукоятка; 7 — стержень; 8 — стойка; 9 — корпус; 10 — отстойник; 11, 12 — пробки; 13 — центральная трубка; 14 — корпус фильтра; 15 — датчик указателя давления масла; 16 — крышка фильтра; 17 — маслопровод; 18 — фильтрующий элемент; 19 — датчик аварийного снижения давления масла; 20 — упорный подшипник; 21 — отражатель; 22 — сетчатый фильтр; 23 — ось; 24 — колпак ротора; 25 — корпус ротора; 26 — корпус центрифуги; 27 — жиклер; К — сила реакции струи масла

Из насоса масло поступает в полую ось 23 ротора и через отверстия в оси по каналам ротора попадает в его полость под колпаком 24. Далее масло через сетчатый фильтр 22 поступает в кольцевой колодец и с большой скоростью выбрасывается через жиклеры 27, создавая реактивный момент и приводя ротор во вращение со скоростью $6000...7000 \text{ мин}^{-1}$. При вращении ротора частицы, загрязняющие масло, отбрасываются к стенкам колпака ротора, образуя на них осадок. При параллельном включении РМЦ очищает только часть масла, которое, не поступая к узлам трения, сливается в картер.

В настоящее время на большинстве двигателей РМЦ включается последовательно, по схеме насос—РМЦ—магистраль. Такая схема известна под названием полнопоточная реактивная масляная центрифуга. В ее корпусе 26 размещается перепускной клапан, который при пуске холодного двигателя направляет поток масла в главную магистраль, минуя центрифугу. В этом случае исключается необходимость установки фильтра грубой очистки, создается надежная защита узлов трения от попадания в них механических примесей, увеличивается срок службы масла и снижается износ двигателей. РМЦ проста, надежна и удобна в эксплуатации. Она сокращает эксплуатационные затраты, увеличивает срок службы масла и способствует снижению износа деталей двигателя. Отложения, накапливающиеся в роторе, незначительны и медленно ухудшают фильтрующие свойства. Пропускная способность не зависит от количества отложений. Основной недостаток РМЦ состоит в том, что при работе двигателя на малой частоте — пуске, прогреве, холостом ходу — частота вращения ротора уменьшается, интенсивность очистки ухудшается.

Масляный радиатор предназначен для охлаждения масла при повышенной температуре окружающей среды и при перегрузках двигателя, когда температура масла значительно возрастает. Повышение температуры влечет за собой преждевременное старение масла, понижает его вязкость, ухудшает охлаждение и уменьшает мощность двигателя. Для автоматического поддержания температуры масла в определенных оптимальных границах и для более интенсивного принудительного охлаждения масла применяют специальные масляные радиаторы — воздушно- и водомасляные.

На лесных машинах применяют воздушно-масляные радиаторы, которые размещаются перед водяным радиатором. Охлаждение масла обеспечивается потоком воздуха, создаваемым вентилятором. Такие масляные радиаторы получили широкое применение. По сравнению с водомасляными они интенсивнее охлаждают масло, имеют меньшую массу, более просты и надежны.

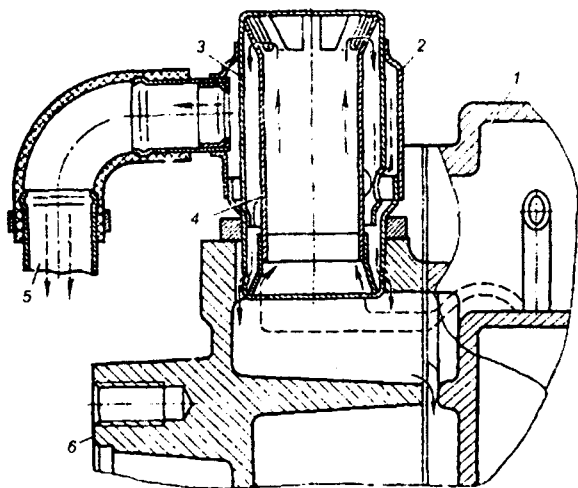


Рис. 8.5. Сапун:

1 — полость блока цилиндров; 2, 4 — стаканы; 3 — корпус сапуна; 5 — газоотводящая трубка; 6 — картер маховика

В процессе работы двигателя из-за недостаточной герметизации цилиндров пары топлива проникают в картер, конденсируются и разжижают масло, а отработанные газы образуют соединения, вызывающие коррозию деталей. Для удаления из внутрикартерного пространства паров топлива и газов устраивается естественная, как у двигателей ЯМЗ, или принудительная, как у двигателей ЗИЛ, вентиляция картера. Эта мера увеличивает срок службы масла и понижает износ деталей двигателя.

Сапун (рис. 8.5) обеспечивает вентиляцию картера благодаря разрежению, возникающему у газоотводящей трубки 5 при движении автомобиля. Сапун установлен в гнезде картера маховика с

правой стороны двигателя, например у ЯМЗ-740. К корпусу 3 сапуна крепятся наружный 2 и внутренний 4 стаканы. В наружный стакан вварен патрубок газоотводящей трубки 5. Под воздействием разрежения, образующегося в трубке 5, газы с частицами масла проходят через лабиринт, образованный стаканами. При резкой смене направления движения потока газов частицы масла отделяются и стекают в поддон.

Контрольными приборами в системе смазки являются манометр и термометр. Уровень масла в масляном поддоне измеряется с помощью специального измерительного стержня.

9. СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ

9.1. Жидкостная система охлаждения

Мощностные, ресурсные, экономические показатели поршневых ДВС при прочих равных условиях зависят от температурного режима двигателя. Из рис. 9.1 видно, что имеется оптимальный диапазон температур 80...90°C (353...363°K), при котором двигатель развивает максимальную мощность, а расход топлива минимален. В результате сгорания рабочей смеси в цилиндрах выделяется большое количество тепла, вызывающее интенсивный нагрев деталей двигателя. Перегрев стенок цилиндров и камер сгорания, поршней и клапанов, т. е. работа двигателя при повышенном тепловом режиме, приводит к следующим основным отрицательным явлениям: вязкость смазочного масла уменьшается, в связи с чем оно плохо удерживается в зазорах трущихся пар, что приводит к увеличению износов и снижению срока службы; коэффициент наполнения уменьшается, что приводит к снижению мощности; возрастает опасность детонации из-за преждевременного воспламенения рабочей смеси; возможно заклинивание поршня в гильзе.

Переохлаждение двигателя, т. е. работа при пониженном тепловом режиме, также приводит к ряду отрицательных явлений: вязкость масла увеличивается, силы трения возрастают, износ повышается, мощность

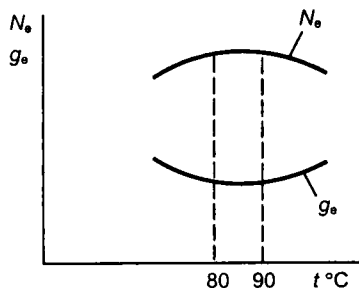


Рис. 9.1. Влияние теплового состояния двигателя на его мощность и экономичность

снижается, ухудшаются условия смесеобразования, поэтому расход топлива увеличивается, происходит конденсация паров топлива в камере сгорания и разжижение масла в картере. В дизелях переохлаждение двигателя приводит к засмолению поршневых колец.

Для обеспечения работы двигателя в наиболее благоприятном, оптимальном тепловом диапазоне необходимо 25...30% тепла, выделяющегося при сгорании топлива, принудительно отводить в окружающую среду. Для этой цели служит система охлаждения.

Поскольку тепловое состояние двигателя существенно влияет на его мощность, экономичность, надежность, долговечность, к системе охлаждения предъявляются высокие требования. Главные из них: поддерживать оптимальный тепловой режим двигателя при работе в разнообразных климатических зонах и при различных нагрузках, расходовать для своей работы минимум мощности двигателя, иметь простую конструкцию, не требовать больших трудозатрат при техническом обслуживании и ремонте.

В автотракторных двигателях внутреннего сгорания применяются два типа систем охлаждения — жидкостная и воздушная.

Преимущественное распространение получила жидкостная система охлаждения, в которой тепло от нагретых деталей передается промежуточному теплоносителю — охлаждающей жидкости (воде или антифризу). Благодаря тому, что жидкий теплоноситель обладает в 20...25 раз большей, чем воздух, теплопроводностью, жидкостная система охлаждения обеспечивает необходимую интенсивность отвода тепла и достаточно равномерное температурное поле охлаждаемых деталей. Жидкостные системы охлаждения обеспечивают работу двигателей в оптимальном тепловом диапазоне на большинстве режимов.

Наряду с этим решающим достоинством и широким применением, жидкостная система охлаждения имеет и значительные недостатки: сложность конструкции (большое число различных патрубков, шлангов и уплотнений, которые могут давать течь и требуют постоянного наблюдения); сложность обслуживания, особенно в зимнее время; потребность в жидком теплоносителе; низкая надежность в работе — около 20% отказов ДВС приходится на жидкостную систему охлаждения.

В зависимости от факторов, вызывающих циркуляцию охлаждающей жидкости, различают три вида жидкостного охлажде-

ния: термосифонное, смешанное и принудительное. В термосифонной системе циркуляция теплоносителя основана на разности удельных масс жидкости, нагретой в водяной рубашке и охлажденной в радиаторе. В смешанной системе термосифонная циркуляция усиливается центробежным насосом. В принудительной системе циркуляция охлаждающей жидкости осуществляется исключительно за счет работы центробежного насоса, приводимого в движение от коленчатого вала двигателя.

Наибольшее применение в автотракторных двигателях получила принудительная система, так как благодаря интенсивной циркуляции охлаждающей жидкости вместимость системы в этом случае невелика. Жидкостные системы охлаждения могут быть открытые и закрытые. В открытой системе охлаждающая жидкость постоянно соединяется через пароотводящую трубку с атмосферой. Недостатки открытой системы: большое испарение и расход воды; увеличенное отложение накипи и ухудшенный отвод тепла от нагретых деталей.

На рис. 9.2 показана схема жидкостной системы охлаждения с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости (воды). Водяная рубашка блока цилиндров 11 и головки блока 10, радиатор и патрубки через заливную горловину заполнены водой. Вода омывает стенки цилиндров и камер сгорания работающего двигателя и, нагреваясь, охлаждает их. Центробежный водяной насос 3 нагнетает воду в рубашку блока цилиндров, из которой нагретая вода поступает в рубашку головки блока и затем по верхнему патрубку 7 вытесняется в радиатор. Охлажденная в радиаторе вода по нижнему патрубку 15 возвращается к насосу.

Циркуляция жидкости в зависимости от теплового состояния двигателя изменяется с помощью термостата 9. При температуре охлаждающей жидкости ниже $70...75^{\circ}\text{C}$ ($343...358^{\circ}\text{K}$) основной клапан термостата закрыт. В этом случае жидкость не поступает в радиатор, а циркулирует по малому контуру через патрубок 8, что способствует быстрому прогреву двигателя до оптимального теплового режима. При нагревании термочувствительного элемента термостата до $70...75^{\circ}\text{C}$ ($343...348^{\circ}\text{K}$) основной клапан термостата начинает открываться и пропускать воду в радиатор, где она охлаждается. Полностью термостат открывается при $83...90^{\circ}\text{C}$ ($356...363^{\circ}\text{K}$). С этого момента вода циркулирует по радиаторному,

т. е. большому контуру. Температурный режим двигателя регулируется также с помощью поворотных заслонок-жалюзи 1 путем изменения воздушного потока, создаваемого вентилятором 4 и проходящего через радиатор.

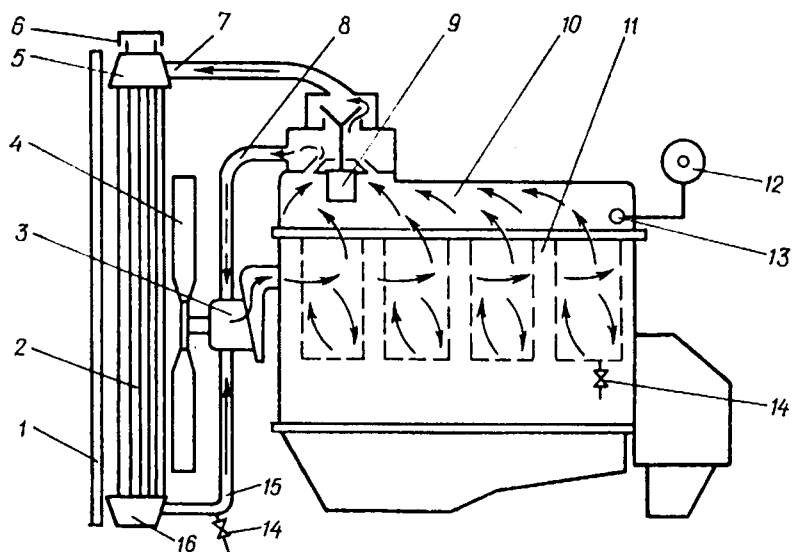


Рис. 9.2. Схема жидкостной системы охлаждения:

1 — жалюзи; 2 — сердцевина радиатора; 3 — водяной насос; 4 — вентилятор; 5 — верхний бачок радиатора; 6 — пробка; 7 — верхний патрубок; 8 — перепускной патрубок; 9 — термостат; 10 — водяная рубашка головки блока; 11 — водяная рубашка блока цилиндров; 12 — термометр; 13 — датчик термометра; 14 — сливной кран; 15 — нижний патрубок; 16 — нижний бачок радиатора; — — — малый контур; — — — большой контур

В последние годы наиболее эффективным и рациональным способом автоматического регулирования температурного режима двигателя является изменение производительности самого вентилятора.

В пробке 6 заливной горловины радиатора установлен паровоздушный клапан, который служит для поддержания давления в системе охлаждения в заданных пределах. Вода из системы охлаждения сливается через сливные краны 14, установленные на нижнем патрубке 15 и в нижней части рубашки блока цилиндров.

9.2. Элементы жидкостной системы

Водяной насос обеспечивает циркуляцию охлаждающей жидкости в системе. В системах охлаждения устанавливают малогабаритные одноступенчатые центробежные насосы низкого давления производительностью до 13 тыс. л/ч, создающие давление на линии нагнетания от 0,05 до 0,20 МПа. Такие насосы конструктивно просты, надежны и обеспечивают высокую производительность.

Конструктивное исполнение и привод насоса зависят от его расположения на двигателе. При нижнем расположении насос выполняется в самостоятельном агрегате, при верхнем расположении (у большинства моделей двигателей) насос конструктивно объединяется с вентилятором, имеет с ним общий вал. Привод насоса осуществляется клиноременной передачей от коленчатого вала. Верхнее расположение насоса имеет ряд преимуществ: меньше сальниковых уплотнений, меньше масса и затраты мощности на привод.

Устройство водяного насоса показано на рис. 9.3. На заднем конце вала насоса 14 в корпусе 5 установлена крыльчатка 6. Вал насоса вращается в подшипниках 11 и 13, установленных в корпусе 2. Полость между подшипниками заполняют смазкой через масленку 3. Отражатель 10 препятствует проникновению охлаждающей жидкости в полость подшипников, а место выхода вала насоса из корпуса 5 уплотнено самоподжимными сальниками.

При работе насоса охлаждающая жидкость поступает по подводящему патрубку из нижнего бачка радиатора внутрь корпуса 5. Вращением крыльчатки 6 жидкость отбрасывается к стенкам корпуса и по выходному каналу поступает в рубашку охлаждения двигателя.

Вентилятор создает воздушный поток, проходящий через радиатор, благодаря чему увеличивается интенсивность охлаждения жидкости. Лопasti вентилятора 18 (рис. 9.3) крепятся на ступице, которая установлена на переднем конце вала 14. К ступице крепится также шкив 1 клиноременной передачи. В автотракторных двигателях, как правило, применяют четырех-, шестилопастные вентиляторы осевого типа. Вентилятор устанавливают за радиатором,

в передней части двигателя. Для уменьшения вибрации и шума лопасти устанавливаются крестообразно, попарно под углами 70° или 100° . Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, $N_v = (0,03...0,10)N_e$.

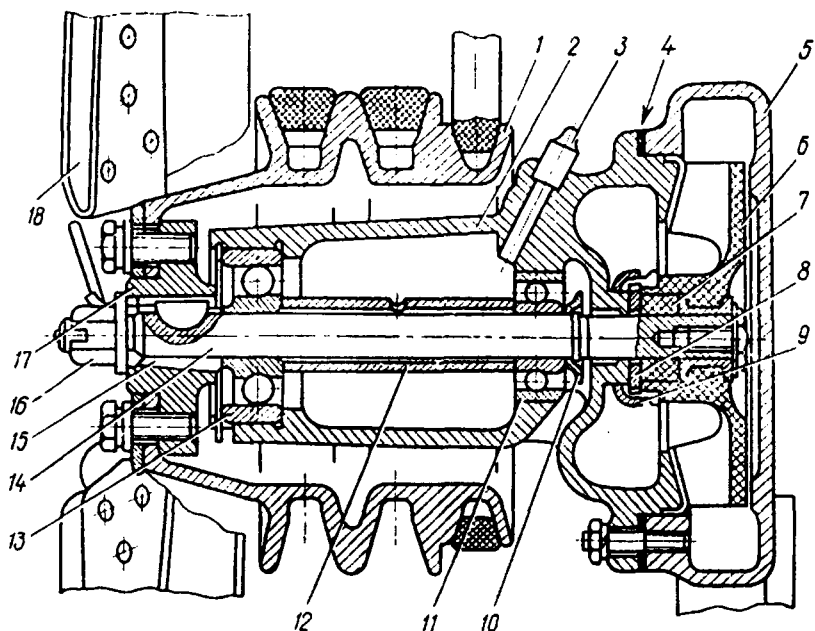


Рис. 9.3. Водяной насос и вентилятор:

1 — шкив; 2 — корпус; 3 — масленка; 4 — прокладка; 5 — корпус; 6 — крыльчатка; 7 — резиновый уплотнитель; 8 — шайба; 9 — обойма сальника; 10 — отражатель; 11 и 13 — подшипники; 12 — распорная втулка; 14 — вал; 15 — втулка; 16 — гайка; 17 — ступица; 18 — лопасти вентилятора

На двигателях семейства КамАЗ-740 и ЗИЛ-645 для автоматического регулирования теплового режима изменением частоты вращения вентилятора в его приводе устанавливают гидромукту (рис. 9.4). Гидравлический привод обеспечивает регулирование производительности вентилятора в зависимости от изменения температуры жидкости в системе охлаждения и снижение динамических нагрузок, возникающих при резком изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя.

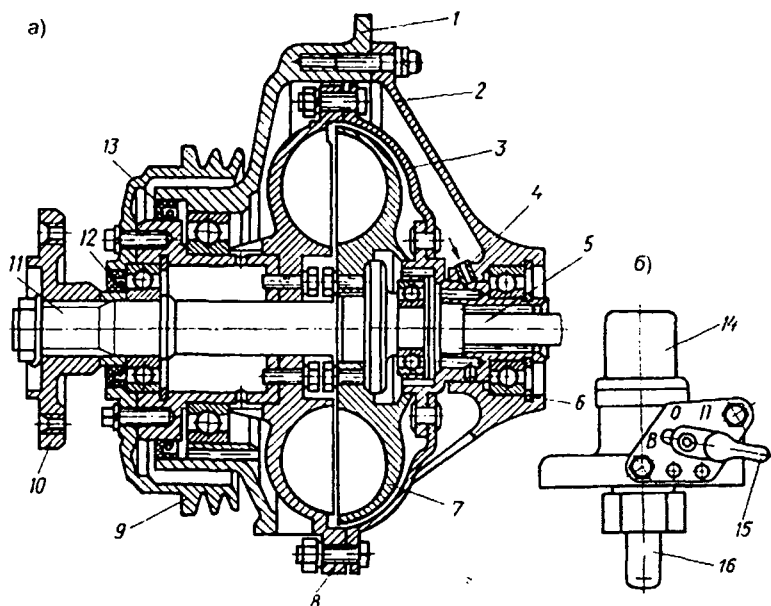


Рис. 9.4. Гидромуфта привода вентилятора:

- а — конструкция гидромуфты; б — регулятор-включатель гидромуфты;
 1 — крышка; 2 — корпус; 3 — кожух; 4 — трубка подвода масла; 5 — ведущий вал; 6 — уплотнительное кольцо; 7 — ведомое колесо; 8 — ведущее колесо;
 9 — шкив; 10 — ступица вентилятора; 11 — ведомый вал; 12 и 13 — уплотнения;
 14 — корпус регулятора-включателя; 15 — рычаг; 16 — термосилового датчик

Гидравлический привод состоит из гидромуфты и регулятора-включателя режима ее работы. Гидромуфта устанавливается в передней части двигателя и приводится во вращение от коленчатого вала. В полости, образованной крышкой 1 и корпусом 2, установлены ведущие части: вал 5, кожух 3, ведущее колесо гидромуфты 8, отлитое совместно с 33 лопатками; ведомые части: вал 11, ведомое колесо 7 с 32 лопатками и ступица вентилятора 10. Полость гидромуфты уплотнена резиновыми манжетами 6, 12 и 13.

При работе двигателя масло, поступающее из системы смазки через канал регулятора-включателя, попадает на лопатки вращающегося ведущего колеса. Частицы масла приобретают кинетическую энергию и, ударяясь в лопатки ведомого колеса, обеспечивают

вращение вентилятора. Резкое изменение частоты вращения коленчатого вала сопровождается проскальзыванием ведущего и ведомого колес гидромукты относительно друг друга, что снижает динамические нагрузки в приводе вентилятора. Частота вращения ведомого колеса с вентилятором зависит от количества масла, поступающего в полость гидромукты.

Регулятор-включатель (см. рис. 9.4б) корректирует режим работы вентилятора в зависимости от температуры жидкости в системе охлаждения, изменяя количество масла, поступающего в гидромукту. Он установлен на патрубке, подводящем охлаждающую жидкость к правому блоку цилиндров.

Гидравлический привод обеспечивает три режима работы вентилятора: автоматический, выключенный и режим постоянного нерегулируемого вращения. При работе привода в автоматическом режиме рычаг регулятора-включателя устанавливают в положение В. Охлаждающая жидкость, циркулирующая в патрубке, омывает термосиловой элемент датчика, его активная масса плавится, увеличиваясь в объеме. Нагрев жидкости до температуры $80...90^{\circ}\text{C}$ ($353...363^{\circ}\text{K}$) приводит к полному открытию канала регулятора-включателя и, следовательно, к интенсивной подаче масла в гидромукту и вращению вентилятора. Снижение температуры охлаждающей жидкости ниже 80°C (353°K) приводит к уменьшению объема термосилового элемента датчика и уменьшению или прекращению подачи масла в гидромукту. После того как масло из гидромукты сольется в поддон двигателя, вентилятор остановится или будет медленно вращаться от встречного потока воздуха при движении машины.

В перспективе можно ожидать регулирование частоты вращения вентилятора двигателей лесных машин с помощью электромагнитных муфт.

Радиатор (рис. 9.5) служит для снижения температуры охлаждающей жидкости. Он состоит из верхнего 9 и нижнего 15 бачка и сердцевин 12 с трубками. Бачки шлангами 10 и 13 соединены с рубашкой охлаждения двигателя. По устройству сердцевин радиаторы могут быть трубчато-пластинчатые, трубчато-ленточные и пластинчатые. Преобладают радиаторы с медными или латунными трубками.

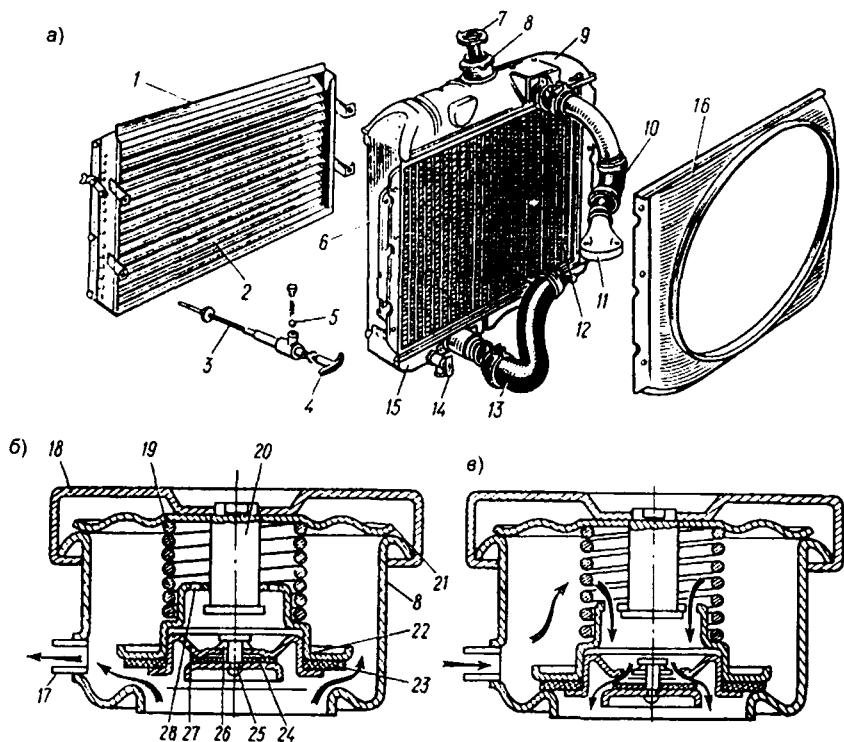


Рис. 9.5. Водяной радиатор и паровоздушный клапан:

а — устройство радиатора; **б** — открыт выпускной клапан; **в** — открыт впускной клапан; 1 — каркас; 2 — жалюзи; 3 — тяга; 4 — рукоятка привода жалюзи; 5 — фиксатор; 6 — стойка; 7 — пробка радиатора; 8 — горловина радиатора; 9 — верхний бачок; 10 и 13 — гибкие шланги; 11 — отводящий патрубок; 12 — сердцевина радиатора; 14 — сливной кран радиатора; 15 — нижний бачок; 16 — направляющий кожух; 17 — пароводящая трубка; 18 — корпус пробки радиатора; 19 — пружина выпускного клапана; 20 — стойка; 21 — запирающая пружина; 22 — выпускной клапан; 23 — прокладка выпускного клапана; 24 — прокладка впускного клапана; 25 — впускной клапан; 26 — пружина впускного клапана; 27 — седло впускного клапана; 28 — отверстие для поступления воздуха

Радиатор устанавливается впереди двигателя на раме машины на пружинах или резиновых подушках, уменьшающих вибрацию и смягчающих ударные нагрузки, возникающие во время движения.

Паровоздушный клапан (см. рис. 9.56, в) служит для сообщения закрытой системы охлаждения с атмосферой. Он смонтирован в пробке 7 заливной горловины радиатора и представляет собой сочетание двух клапанов: парового (выпускного) 22, находящегося под воздействием большой пружины 19, и воздушного (впускного) 25, управляемого малой пружинкой 26. Клапаны смонтированы в корпусе пробки 18, прижимаемой к горловине радиатора пружинкой 21.

Паровой клапан открывается при давлении в системе охлаждения более 0,12–0,20 МПа и по паропроводной трубке 17 выпускает пар в атмосферу. Повышенное давление в системе позволяет поднять температуру кипения охлаждающей жидкости до 105...120°C (378...393°K) и, следовательно, уменьшить парообразование. Когда давление в системе находится в пределах от 0,12...0,13 до 0,09...0,010 МПа, оба клапана закрыты.

Воздушный клапан открывается при давлении ниже 0,09...0,10 МПа и соединяет систему с атмосферой. Тем самым трубки радиатора предохраняются от деформации при охлаждении двигателя, когда в системе охлаждения создается вакуум. В некоторых системах охлаждения используют расширительные бачки (автомобили КамАЗ). Расширительный бачок компенсирует изменение объема охлаждающей жидкости при ее нагревании, способствует удалению из охлаждающей жидкости воздуха и конденсации пара, поступающего в него из системы охлаждения. Размещенный в верхней части двигателя бачок создает подпор жидкости, улучшая условия работы насоса.

Жалюзи (см. рис. 9.5) служат для регулирования интенсивности воздушного потока, проходящего через радиатор. Жалюзи устанавливаются перед радиатором. Шторки жалюзи поворачивают вручную системой тяг и рычагов, выведенных в кабину. Такой способ применяется одновременно с регулированием циркуляции охлаждающей жидкости термостатом.

Некоторые двигатели имеют устройство для автоматического поворачивания шторок жалюзи. В этом случае термостат связан системой рычагов с поворачивающимися шторками. По мере изменения температуры охлаждающей жидкости термостат или приоткрывает, или полностью закрывает шторки.

Рубашка охлаждения двигателя образована двойными стенками головки и блока цилиндров и представляет собой систему каналов и полостей, по которым движется охлаждающая жидкость. У боль-

шинства двигателей охлаждающая жидкость подводится в верхнюю часть рубашки, где размещается распределительная труба, что позволяет более интенсивно охлаждать наиболее нагреваемые участки двигателей и обеспечивать сравнительно одинаковые температурные условия по всей высоте цилиндров. Скорость движения жидкости в рубашке колеблется в пределах 0,5...1,0 м/с.

Термостат служит для автоматического регулирования температуры охлаждающей жидкости и ускорения прогрева двигателя после пуска. Независимо от нагрузки двигателя и температуры окружающей среды он должен поддерживать температуру охлаждающей жидкости в системе в пределах 80...90°C (353...363°K). Это осуществляется изменением сечения для прохода охлаждающей жидкости, поступающей из рубашки охлаждения в радиатор. Термостаты бывают двух типов — с жидким наполнителем (сильфонные) и с твердым наполнителем (термоклапаны).

Сильфонный термостат (рис. 9.6а) имеет два клапана — основной 7 и вспомогательный 4. Внутрь гофрированного баллона 7 залита легко кипящая жидкость. Шток 11 соединяет основной клапан с гофрированным баллоном. Отверстие 8 служит для выхода воздуха при заливке системы. Термостат устанавливается в выходном патрубке 12 системы охлаждения. При работе непрогретого двигателя основной клапан 7 закрыт и охлаждающая жидкость по перепусковому каналу 13 через окна 5 поступает к насосу, а от него — в рубашку охлаждения блока цилиндров. Циркуляция по «малому кругу» ускоряет прогрев двигателя. Нагрев охлаждающей жидкости сопровождается интенсивным испарением жидкости в гофрированном баллоне. Под давлением паров жидкости баллон удлиняется, клапаны 4 и 7 приподнимаются, постепенно перекрывая перепусковой канал 13 и открывая канал 14. При этом охлаждающая жидкость начинает циркулировать как через перепусковой канал 13 в рубашку блока, так и через канал 14 в радиатор. При температуре охлаждающей жидкости 80...90°C (353...363°K) клапаны 4 и 7 поднимаются до отказа. С этого момента охлаждающая жидкость будет циркулировать только через радиатор (большой круг циркуляции).

Недостатком сильфонного термостата является его зависимость от давления в системе охлаждения, что вызывает значительные колебания температуры открытия основного клапана. Такого недостатка не имеет термостат с твердым наполнителем.

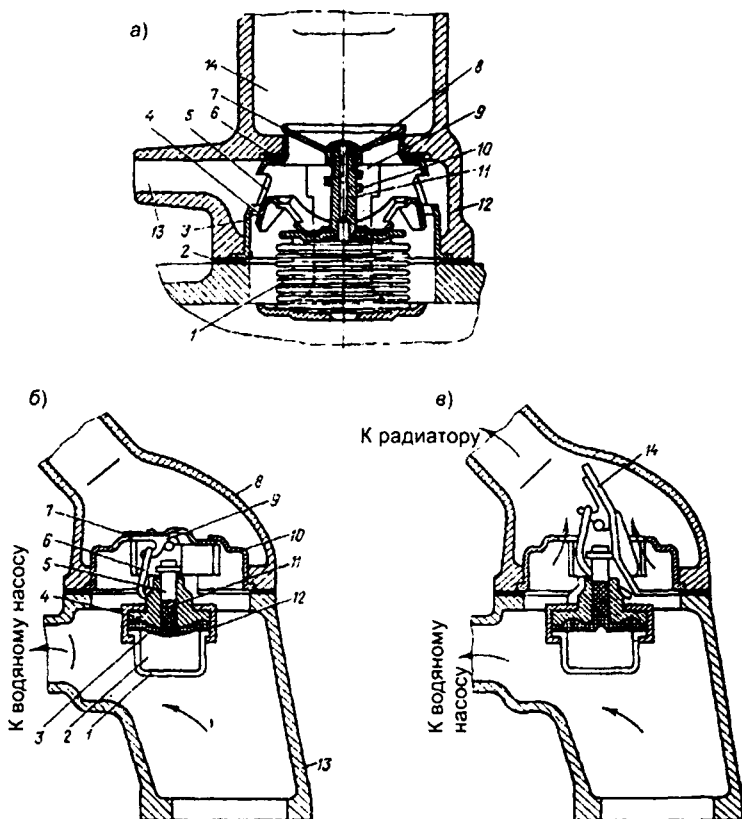


Рис. 9.6. Термостат:

- а* — сильфонный с двумя клапанами; 1 — гофрированный баллон; 2 и 6 — прокладки; 3 — корпус термостата; 4 — вспомогательный клапан; 5 — окна; 7 — основной клапан; 8 — отверстие для выпуска воздуха; 9 — кронштейн; 10 — направляющая штока; 11 — шток; 12 — патрубок; 13 — перепускной канал; 14 — канал к радиатору; *б* и *в* — термостат с твердым наполнителем, одноклапанный, закрыт (*б*), открыт (*в*); 1 — баллон термостата; 2 — активная масса; 3 — мембрана; 4 — направляющая втулка; 5 — шток; 6 — возвратная пружина; 7 — клапан (заслонка термостата); 8 — патрубок; 9 — коромысло заслонки; 10 — горловина водяного патрубка; 11 — буфер; 12 — обойма; 13 — патрубок впускного трубопровода; 14 — открытое положение клапана термостата

Термостат с твердым наполнителем (рис. 9.6б, в) имеет один клапан 7. Медный баллон 1 наполнен активной массой 2 — смесью

церезина (нефтяного воска) с медным порошком. На мембрану 3 опирается шток 5, шарнирно соединенный с клапаном 7. Пружина 6 прижимает клапан к горловине 10 водяного патрубка. При нагревании охлаждающей жидкости активная масса плавится, увеличиваясь в объеме, и перемещает мембрану и шток вверх, при этом клапан 7 устанавливается в положение 14 и охлаждающая жидкость начинает циркулировать по большому кругу. Термостаты с твердым наполнителем применяются в системах охлаждения, когда избыточное давление в них составляет 0,1 МПа и более.

9.3. Воздушная система

В последние годы прослеживается тенденция к более широкому применению воздушной системы охлаждения, которая имеет ряд существенных достоинств: простота конструкции, процесс обслуживания проще (отпадает потребность в охлаждающей жидкости, очистке от накипи и устранении течи), исключается опасность размораживания двигателя.

При воздушной системе охлаждения теплота от стенок камер сгорания и цилиндров отводится непосредственно потоком воздуха. Цилиндры и головки блока двигателей с воздушным охлаждением делают ребренными, что значительно увеличивает площадь поверхности их охлаждения. Если двигатель многоцилиндровый, то цилиндры, как правило, выполняют отдельно, а затем устанавливают в общий блок.

Схема системы воздушного охлаждения приведена на рис 9.7. При работе двигателя воздух поступает к вентилятору через направляющий аппарат, а затем нагнетается под кожух. От кожуха воздушный поток с большой скоростью подается к цилиндрам и головкам, проходит между ребрами и охлаждает нагретые узлы и детали. Эффективное и равномерное охлаждение достигается применением дефлекторов, представляющих собой направляющие устройства для подачи потока воздуха к ребренным поверхностям с определенной скоростью и направлением. Воздух в первую очередь подается к наиболее горячим местам головки цилиндров — к перемычкам между седлами клапанов, к свечам зажигания (карбюраторные и газовые двигатели) или к форсункам в дизелях.

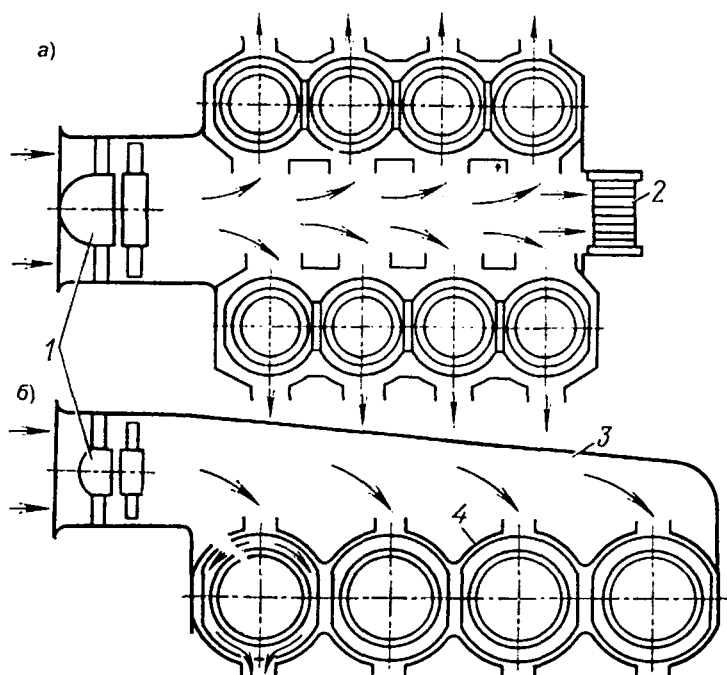


Рис. 9.7. Схемы воздушного охлаждения двигателей:
 а — V-образного; б — рядного; 1 — вентилятор с встроенной гидромуфтой;
 2 — масляный радиатор; 3 — кожух; 4 — дефлектор

Привод вентилятора осуществляется от коленчатого вала с помощью ременной передачи через гидромуфту, встроенную в вентилятор. Регулирование температурного режима в этом случае обеспечивается автоматически за счет изменения расхода масла через гидромуфту.

Наряду с указанными достоинствами воздушная система охлаждения имеет и недостатки: неравномерно охлаждаются цилиндры в многоцилиндровых двигателях, трудно обеспечивается оптимальное охлаждение при переменной нагрузке, повышенный шум двигателя, большой расход мощности на привод вентилятора.

10. СИСТЕМА ПИТАНИЯ КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

10.1. Очистка воздуха

Пылесодержание воздуха и требования к воздухоочистителям. Воздух, поступающий в двигатель, содержит пыль, количество которой зависит от условий работы, способа очистки и состояния воздухоочистительной системы.

При движении колесной машины по дороге с усовершенствованным покрытием содержание пыли в воздухе находится в пределах $0,01...0,02 \text{ г/м}^3$, а при движении по грунтовой дороге — $0,10...0,15 \text{ г/м}^3$. Пылесодержание воздуха на уровне $0,75...1,00 \text{ м}$ от поверхности пути в неблагоприятных условиях может достигать $0,40...0,50 \text{ г/м}^3$. При движении гусеничных машин по пыльной грунтовой дороге вблизи ее поверхности содержание пыли в воздухе может достигать $6,0 \text{ г/м}^3$, а на высоте $1,8...2,5 \text{ м}$ — около $1,20...2,00 \text{ г/м}^3$. По составу преобладает пыль, состоящая в основном из кремнезема, окислов алюминия, кальция и магния, а также из органических веществ. Более 70% пылинок имеют размеры до 1 мкм .

Поступившая в двигатель пыль увеличивает интенсивность износа деталей, снижает его мощность, увеличивает расход горюче-смазочных материалов. Как показали исследования, большое влияние на износ двигателя оказывают условия эксплуатации машины. Так, интенсивность износа цилиндров двигателя машины, эксплуатируемой летом на пыльных дорогах, в 10 раз выше, чем на асфальтированных дорогах, и в 50 раз выше, чем на зимних снежных дорогах. Приведенные данные показывают, что для повышения надежности работы двигателя, а также для сохране-

ния высокой топливной экономичности воздух необходимо тщательно очищать.

Любой воздухоочиститель, независимо от его конструкции и принципа очистки воздуха, должен отвечать следующим требованиям:

- гарантировать соответствующую степень очистки воздуха;
- желательно, чтобы воздухоочиститель обеспечивал такую очистку, при которой пылесодержание очищенного воздуха не превышало бы $0,001 \text{ г/м}^3$;
- обладать малым сопротивлением, чтобы не вызывать снижения коэффициента наполнения и, следовательно, мощности двигателя;
- простотой технического обслуживания.

Воздухоочистители двигателей лесотранспортных машин разделяются на три группы: фильтрующие, инерционные и комбинированные.

Фильтрующие и инерционные воздухоочистители бывают сухими и мокрыми. У последних поверхность фильтрации смачивается маслом. Комбинированные воздухоочистители могут иметь только сухие или мокрые и смешанные сочетания элементов.

На карбюраторных двигателях и некоторых автомобильных дизелях получили распространение контактно-масляные (инерционные) фильтры, которые, ввиду большой трудоемкости обслуживания и сравнительно невысокого качества очистки воздуха, вытесняются сейчас воздушными фильтрами с сухим сменным фильтрующим элементом, а также комбинированными воздухоочистителями, у которых предварительная очистка воздуха от крупной пыли производится в сухом инерционном очистителе (циклоне), а затем в мокром или сухом воздушном фильтре.

Контактно-масляный воздухоочиститель (рис. 10.1) имеет фильтрующий элемент 2, изготовленный из капроновой щетины, установленный в корпусе и закрытый крышкой 3, и масляную ванну 1. Запыленный воздух под действием разрежения, создаваемого двигателем, через патрубок забора воздуха поступает в кольцевую щель 5 корпуса, и, двигаясь по ней вниз, контактируя с маслом, резко изменяет направление движения, устремляясь в фильтрующий элемент 2, при этом наиболее тяжелые частицы пыли оседают в масляной ванне. Так происходит

первая инерционная очистка воздуха. Вместе с потоком воздуха масло, находящееся над отражателем 6, частично устремляется в фильтрующий элемент 2 и смачивает его, вследствие чего повышается эффективность фильтрующего элемента. Воздух, после вторичной очистки в фильтрующем элементе, поступает в карбюратор или цилиндр дизеля. Излишки масла стекают с фильтрующего элемента через кольцевые окна 7 в масляную ванну 1, что способствует его очистке.

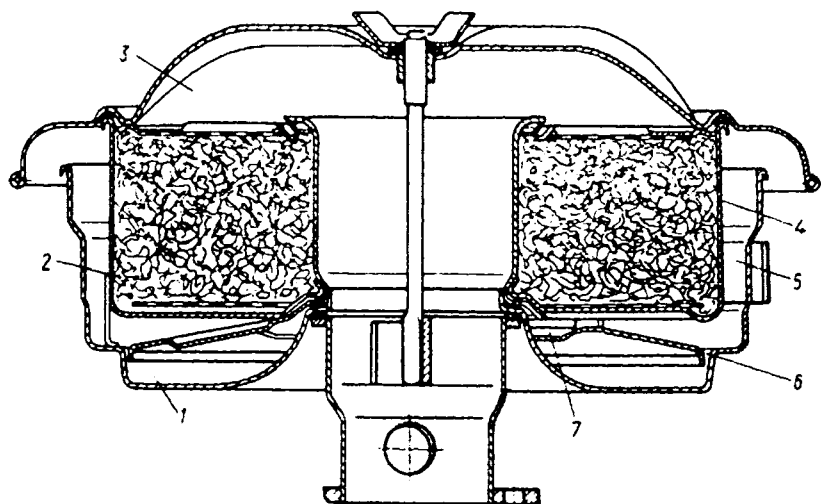


Рис. 10.1. Контактно-масляный воздушный фильтр:

- 1 — масляная ванна; 2 — фильтрующий элемент; 3 — крышка; 4 — корпус;
5 — щель кольцевая; 6 — отражатель; 7 — окна кольцевые

Лесотранспортные машины часто эксплуатируются в условиях высокого содержания пыли в воздухе. Поэтому дизельные двигатели, особенно с турбонаддувом, установленные на трелевочных тракторах и новых лесовозных автомобилях (например, КраЗ-6437, двигатель ЯМЗ-238Ф), имеют многоступенчатую очистку воздуха, включая: инерционные пылеотделители, сменный фильтрующий элемент, выполненный из картона. Наблюдается тенденция контроля засоренности воздушных фильтров. С этой целью во впускной системе после фильтра устанавливается датчик индикатора запыленности; при возрастании разрежения

датчик замыкает электроцепь сигнальной лампы, установленной на щитке приборов, что сигнализирует о необходимости технического обслуживания воздушного фильтра. Для повышения эффективности инерционных отделителей часто применяется эжекционный отсос пыли с помощью отработанных газов.

10.2. Принципиальная схема и приборы системы питания

Система питания карбюраторного двигателя предназначена для приготовления горючей смеси необходимого качества, подачи ее в цилиндры двигателя и удаления продуктов сгорания из цилиндров. Система питания должна обеспечить необходимую мощность и топливную экономичность двигателя, низкую токсичность отработанных газов.

Топливо из бака 1 (см. рис. 10.2) с помощью насоса 4, пройдя фильтрацию в отстойнике 3 и фильтре тонкой очистки 5, поступает в карбюратор 6, где смешивается с очищенным в фильтре 7 воздухом. Продукты сгорания отводятся через систему выпуска, состоящую из выпускных трубопроводов, глушителя 8 и выпускной трубы глушителя. В топливном баке 1 хранится запас предварительно очищенного топлива. Для контроля за расходом топлива система питания оборудована прибором измерения уровня топлива с указателем 2. Заливная горловина топливного бака, имеющая сетчатый фильтр, герметически закрывается пробкой. Для обеспечения нормальной подачи топлива в карбюратор и снижения его потерь от испарения в пробке бака установлены воздушный и паровой клапаны. При повышении давления в баке на 11...18 кПа больше атмосферного открывается выпускной клапан, а при возникновении разрежения в пределах 1,6...3,4 кПа открывается впускной клапан.

Фильтр-отстойник устанавливается между топливным баком и насосом и предназначается для предварительной, грубой очистки (фильтр грубой очистки) топлива от примесей и воды. Фильтрующий элемент состоит из набора тонких штампованных пластин.

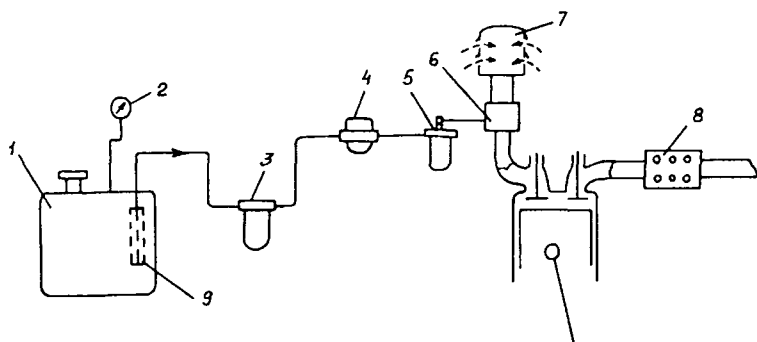


Рис. 10.2. Принципиальная схема системы питания карбюраторного двигателя:

- 1 — топливный бак; 2 — указатель уровня топлива; 3 — фильтр-отстойник;
4 — топливный насос; 5 — фильтр тонкой очистки; 6 — карбюратор;
7 — воздушный фильтр; 8 — глушитель; 9 — фильтр

Фильтр тонкой очистки обеспечивает тонкую фильтрацию топлива перед поступлением его в карбюратор с целью обеспечения безотказной работы смесеобразующих систем карбюратора, особенно калиброванных отверстий — жиклеров, соплажений, клапанов. Фильтр тонкой очистки состоит из стакана-отстойника и фильтрующего элемента из латунной сетки или другого материала.

Топливный насос (рис. 10.3), устанавливаемый в системе питания автомобилей, применяемых на вывозке древесины, диафрагменный, герметизированный; имеет несколько впускных и выпускных клапанов и рычаг для ручной подкачки. Насос состоит из корпуса 12, головки 4 и крышки. В корпусе установлено коромысло 6 с возвратной пружиной 7 и рычаг 8 для ручной подкачки. Диафрагма 5 насоса с пружиной 11, закрепленная между корпусом 12 и головкой 4, связана толкателем 10 через тарелки с рычагом 6. Перемещение диафрагмы вниз под воздействием рычага 6 сопровождается поступлением топлива из бака через сетчатый фильтр 2 к впускным клапанам, а при перемещении ее вверх — топливо нагнетается через выпускной клапан 13 в полость головки и далее в фильтр тонкой очистки.

Изменение расхода топлива через карбюратор приводит к изменению противодавления топливному насосу, создаваемого запорным игольчатым клапаном. При малом расходе топлива через карбюратор

запорный клапан закрыт, а усилия пружины 11 недостаточно для того, чтобы протолкнуть топливо, находящееся над мембраной, в карбюратор. При этом пружина 7 сжата, исполнитель 10 находится в нижнем положении и рычаг 6 под воздействием кулачка распределительного вала свободно перемещается до тех пор, пока пружина не преодолеет противодействия запорного клапана и он не откроется. Для ручной подкачки топлива в карбюратор имеется рычаг, действующий на толкатель 10 для перемещения мембраны.

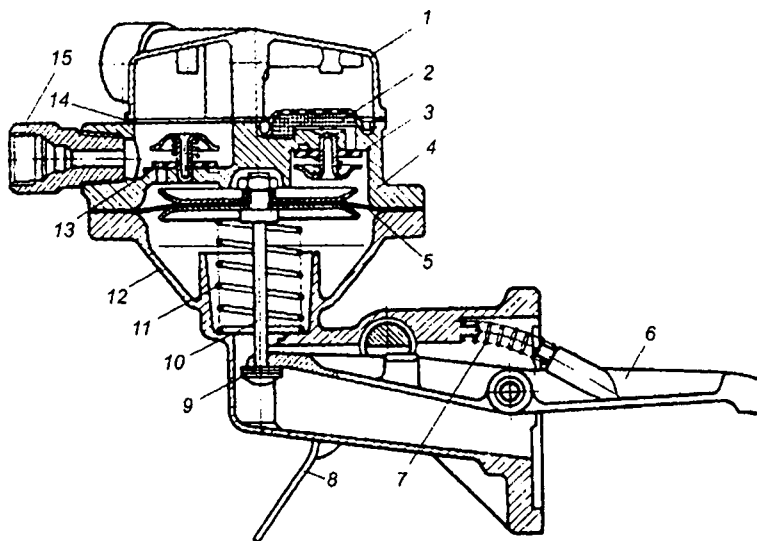


Рис. 10.3. Топливный насос:

1 — крышка; 2 — сетчатый фильтр; 3 — впускной клапан; 4 — головка насоса; 5 — диафрагма; 6 — рычаг; 7 — возвратная пружина коромысла; 8 — рычаг для ручной подкачки топлива; 9 — упорная шайба; 10 — толкатель; 11 — пружина диафрагмы; 12 — корпус; 13 — выпускной клапан; 14 — резиновая прокладка; 15 — штуцер для отвода топлива

Система выпуска состоит из газопровода и глушителя. С отработанными газами из карбюраторного двигателя в атмосферу выбрасываются токсичные вещества и картерные газы. Глушитель двигателей, устанавливаемых на современных лесотранспортных машинах, снижает шумовое загрязнение окружающей среды. В перспективе ожидается установка в глушителях (или вместо глушителя)

устройства, нейтрализующего отдельные токсические компоненты и выполняющего роль глушителя. Такие устройства значительно снижают токсичность отработанных газов, но создают дополнительное сопротивление на выпуске, а следовательно, ведут к повышению расхода топлива. Применяются термические, каталитические, жидкостные и комбинированные нейтрализаторы.

10.3. Основы карбюрации

Автомобильные бензины для двигателей лесовозных автомобилей. В марке буква А обозначает, что бензин автомобильный, а число — октановое число, характеризующее его детонационную стойкость. Октановое число можно повысить добавлением в топливо антидетонаторов. Наиболее часто применяют этиловую жидкость, содержащую тетраэтил-свинец (ТЭС). Для оценки свойств автомобильных бензинов применяются следующие показатели: кислотность, концентрация фактических смол, содержание серы и др. Низшая теплотворная способность топлива находится в пределах 43,1...44,4 МДж/кг.

Простейший карбюратор. Основными элементами простейшего карбюратора (рис. 10.4) являются поплавковая камера 1, воздушная и дроссельная заслонки 5 и 9, смесительная камера 8, распылитель 6, топливный жиклер 10. В поплавковой камере 1 поплавков 2 и запорный игольчатый клапан 3 поддерживают постоянный уровень топлива, который должен быть на 1,5... 2,0 мм ниже нижней кромки распылителя 6. Свободный от топлива объем поплавковой камеры связан отверстием 4 с атмосферой.

Карбюратор работает следующим образом. При такте всасывания между окружающей средой и полостью цилиндра двигателя создается перепад давления, в результате чего воздух из окружающей среды движется по смесительной камере 8. В диффузоре 7 вследствие сужения сечения воздухопровода повышается скорость истечения воздуха и создается местное разрежение.

В наиболее узкой части диффузора, где создается максимальное разрежение, устанавливается сопло распылителя 6. Под действием разрежения топливо из распылителя поступает в диффузор, мелко распыляется и перемешивается с воздухом в смеси-

тельной камере. Приготовленная в смесительной камере горячая смесь поступает по впускному трубопроводу в цилиндры двигателя. Воздушной заслонкой 5 можно изменять качество смеси (состав), т. е. коэффициент избытка воздуха, а дроссельной заслонкой 9 регулировать количество горючей смеси, подаваемой из карбюратора в цилиндр.

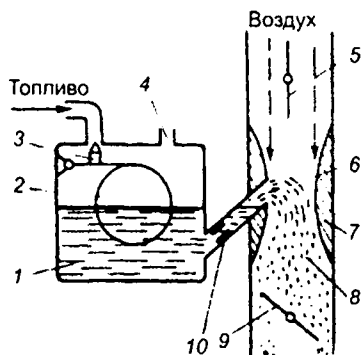


Рис. 10.4. Схема простейшего карбюратора:

1 — поплавковая камера; 2 — поплавок; 3 — запорный игольчатый клапан; 4 — воздушное отверстие; 5 — воздушная заслонка; 6 — распылитель; 7 — диффузор; 8 — смесительная камера; 9 — дроссельная заслонка; 10 — топливный жиклер

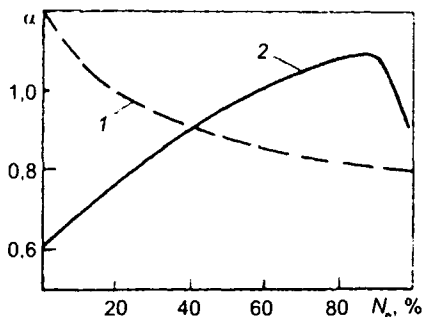


Рис. 10.5. Характеристики карбюратора:

1 — характеристика простейшего карбюратора;
2 — требуемая характеристика

Простейший карбюратор готовит горючую смесь в зависимости от нагрузки на двигателе по характеристике 1 (рис. 10.5), не отвечающей требованиям, предъявляемым к карбюратору, основные из которых следующие: обеспечить необходимые условия для испарения и перемешивания топлива; автоматическое поддержание требуемого состава смеси на всех режимах работы двигателя; иметь минимальное гидравлическое сопротивление; обеспечить плавное количественное и качественное регулирование горючей смеси.

Требуемая характеристика карбюратора. Требуемая характеристика карбюратора устанавливает зависимость коэффициента избытка воздуха от развиваемой двигателем мощности (рис. 10.5). Для обеспечения работы двигателя как с максимальной

мощностью, так и с минимальным удельным эффективным расходом топлива, карбюратор должен изменять коэффициент избытка топлива от $\alpha = 0,8...0,9$ до $\alpha = 1,05...1,15$. Значительное обогащение смеси требуется при пуске холодного двигателя, работе двигателя на холостом ходу и резком увеличении нагрузки.

В реальных условиях эксплуатации карбюраторный двигатель имеет несколько режимов работы.

Режим холостого хода и малых нагрузок характеризуется пониженным тепловым состоянием, неблагоприятными условиями для распыления топлива и приготовления смеси, уменьшением наполнения цилиндров, а следовательно, загрязнением горючей смеси остаточными газами. Для поддержания устойчивой работы двигателя горючая смесь должна готовиться с $\alpha = 0,6...0,8$.

Режим частичных нагрузок считается при открытии дроссельной заслонки в диапазоне от 15 до 85%. В работе карбюраторного двигателя лесотранспортных машин частичные нагрузки доминируют. Тепловой режим, условия распыления и испарения хорошие. Для повышения топливной экономичности в этом режиме целесообразно обеднять горючую смесь до $\alpha = 1,05...1,15$.

Режим полной нагрузки обеспечивает снятие с двигателя максимальной мощности, что возможно только при обогащении горючей смеси до $\alpha = 0,85...0,90$.

Для обеспечения работы карбюраторного двигателя на перечисленных режимах карбюратор должен готовить горючую смесь по «желаемой характеристике», которая приведена на рис. 10.5 (график 2).

Кроме этих режимов карбюратор должен обеспечить приготовление горючей смеси при пуске двигателя и резком увеличении нагрузки.

Пуск холодного двигателя сопровождается малой частотой вращения коленчатого вала двигателя, а следовательно, незначительной скоростью истечения воздуха в диффузоре, плохой испаряемостью топлива из-за низкой температуры впускного газопровода и цилиндров. Для надежного пуска двигателя требуется обогащать смесь до $\alpha = 0,2...0,6$.

При резком увеличении нагрузки, которая возникает при преодолении сил инерции или дополнительных сил

сопротивления движению лесотранспортной системы, требуется кратковременно резко обогатить горючую смесь, что исключит перебои в работе двигателя и обеспечит разгон лесотранспортной системы или преодоление дополнительных сил сопротивления.

Дозирующие системы карбюратора. Для подготовки необходимого состава горючей смеси на всех режимах работы и пуска двигателя, разгона лесотранспортной системы и преодоления дополнительных сил сопротивления движению карбюратор имеет следующие системы и устройства:

- главную дозирующую систему, обеспечивающую смесеобразование на частичных и больших нагрузках и поддерживающую наивыгоднейший состав смеси;

- экономайзер с механическим приводом, обогащающий смесь на режимах полной нагрузки, обеспечивая соответствие состава смеси режимам работы двигателя;

- ускорительный насос, служащий для кратковременного обогащения горючей смеси в режиме ускоренного разгона лесотранспортной машины;

- систему пуска, обогащающую горючую смесь в процессе пуска двигателя при низких температурах;

- систему холостого хода, обеспечивающую устойчивую работу двигателя в режиме холостого хода и плавный переход от режима холостого хода к малым и средним нагрузкам.

На некоторых карбюраторах, например, К-90 и К-88АТ, применяется система автоматического управления экономайзером принудительного холостого хода (САУ ЭПХХ), которая предназначена для уменьшения токсичности отработанных газов и расхода топлива.

10.4. Схема и принцип работы карбюратора

Рассмотрим в качестве примера схему и принцип работы современного карбюратора К-90, устанавливаемого на автомобилях ЗИЛ-131Н и ЗИЛ-4314. Карбюратор (см. рис. 10.6) двухкамерный, с падающим потоком, с параллельным открытием дроссельных заслонок, сбалансированной поплавковой камерой. Он состоит из корпуса воздушной горловины 1, корпуса поплавковой камеры 12 и корпуса смесительных камер 22. Для балансировки карбюратора служит канал 4, соединяющий воздушную горловину с поплавковой каме-

рой, что исключает влияние загрязнения воздушного фильтра на уровень топлива в поплавковой камере и состав горючей смеси.

Общими для обеих смесительных камер являются горловина 1 с воздушной заслонкой 9 и клапаном 10, поплавковая камера 12, сетчатый топливный фильтр 3 и запорный игольчатый клапан 2 с пружиной 27, экономайзер с шариковым клапаном 15, ускорительный насос с поршнем 13 и форсункой 9. Обе смесительные камеры работают одновременно параллельно и процессы смесеобразования, протекающие в смесительных камерах, одинаковы, поэтому работу карбюратора рассмотрим на примере образования горючей смеси в одной камере. Топливо поступает в поплавковую камеру 12 через сетчатый топливный фильтр и через запорный игольчатый клапан 2, который совместно с поплавком 26 обеспечивает поддержание постоянного уровня топлива в поплавковой камере.

При пуске и прогреве холодного двигателя воздушная заслонка 9 закрыта, а дроссельная 21 приоткрыта, при этом в смесительной камере создается разрежение, вызывающее истечение топлива из кольцевой щели 25 малого диффузора и эмульсии из прямоугольного 19 и круглого 20 отверстий. При пуске двигателя под действием увеличения разности давлений открывается клапан 10 воздушной заслонки, что исключает сильное обогащение горючей смеси.

При холостом ходе воздушная заслонка закрыта, а дроссельная заслонка открыта ориентировочно на 15%, при этом разрежение в диффузоре недостаточно для истечения топлива из щели 25. Значительное разрежение создается за дроссельной заслонкой и передается по прямоугольному отверстию 19, регулируемому отверстию 20 и по эмульсионному каналу 20 к жиклеру холостого хода 5. При этом для образования эмульсии воздух поступает через жиклер 5, а топливо из поплавковой камеры — через главный жиклер 23. Эмульсия, поступающая в смесительную камеру через отверстие 20 с регулировочным винтом 18, обедняется воздухом, входящим в отверстие 19. При открытии дроссельной заслонки отверстие 19 попадает в зону разрежения. Плавному переходу от холостого хода к частичным нагрузкам способствует поступление в смесительную камеру эмульсии через отверстие 19, количество которой возрастает по мере открытия дроссельной заслонки.

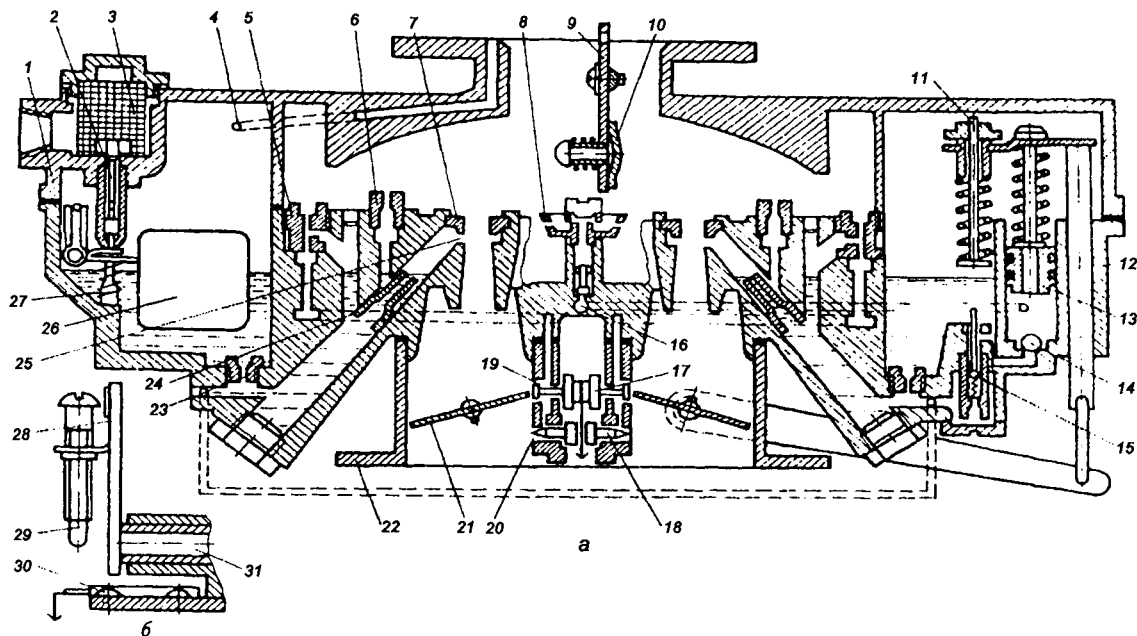


Рис. 10.6. Схема карбюратора:

a — карбюратор; *б* — датчик положения дроссельных заслонок; 1 — корпус воздушной горловины; 2 — игольчатый клапан поплавка; 3 — сетчатый топливный фильтр; 4 — балансирующий канал поплавковой камеры; 5 — жиклер; 6 — воздушный жиклер; 7 — малый диффузор; 8 — форсунка; 9 — воздушная заслонка; 10 — клапан; 11 — толкатель; 12 — корпус поплавковой камеры; 13 — поршень ускорительного насоса; 14 — шариковый обратный клапан ускорительного насоса; 15 — шариковый клапан; 16 — нагнетательный игольчатый клапан; 17 — электромагнитные клапаны; 18 — регулировочный винт; 19 — прямоугольное отверстие; 20 — круглое отверстие; 21 — дроссельная заслонка; 22 — корпус смесительных камер; 23 — главный жиклер; 24 — жиклер полной мощности; 25 — кольцевая щель; 26 — поплавок; 27 — пружина; 28 — рычаг; 29 и 30 — контакты датчика положения дроссельных заслонок; 31 — ось дроссельных заслонок

При средних нагрузках двигатель переходит от режима холостого хода к режиму частичных нагрузок вследствие открытия дроссельной заслонки, что сопровождается увеличением скорости движения воздуха в большом и малом диффузорах. При этом система холостого хода постепенно прекращает подачу эмульсии в смесительную камеру и включается в работу главная дозирующая система. К поступающему из поплавковой камеры через главный жиклер 23 и жиклер полной мощности 24 к топливу подмешивается воздух, попадающий по инерции из воздушной горловины в воздушный жиклер 6. Образовавшаяся эмульсия через кольцевую щель 25 выходит в малый диффузор. Поступающий в воздушный диффузор воздух не только участвует в приготовлении эмульсии, но и создает пневматическое торможение движению топлива к кольцевой щели, тем самым на частичных нагрузках происходит обеднение горючей смеси и повышается топливная экономичность двигателя.

При полной нагрузке работает главная дозирующая система с пневматическим торможением, а для обогащения горючей смеси включается экономайзер с механическим приводом, который связан механически с дроссельной заслонкой. При открытии дроссельной заслонки более 80% механический привод через толкатель 11 открывает шариковый клапан 15 экономайзера: параллельно главному жиклеру топливо поступает к жиклеру полной мощности, а затем в кольцевую щель. При таком обогащении горючей смеси двигатель развивает полную мощность.

При резком открытии дроссельной заслонки требуется кратковременное значительное обогащение горючей смеси, которое обеспечивается впрыском дополнительной порции топлива через форсунку 8 в смесительную камеру поршнем 13 ускорительного насоса через нагнетательный клапан. При медленном открытии дроссельной заслонки и движении поршня 13 топливо из колодца ускорительного насоса возвращается через клапан 14 в поплавковую камеру.

Для снижения токсичности отработанных газов и повышения топливной экономичности двигателя карбюратор К-90 оснащен системой автоматического управления экономайзером принудительного холостого хода (САУ ЭПХХ), состоящей из электронного блока управления электромагнитным клапаном 17 и группы датчиков, определяющего состояние двигателя.

Для предохранения двигателя от чрезмерного возрастания частоты вращения коленчатого вала карбюратор имеет пневмоцентробежный ограничитель максимальных оборотов частоты вращения, состоящий из исполнительного диафрагменного механизма и центробежного датчика, установленного на распределительных шестернях и получающих вращение от распределительного вала.

Схемы и принцип работы карбюраторов К-88АТ и К-96 и электронных систем впрыска легкого топлива приведены в учебном пособии авторов.

10.5. Схема и принцип работы карбюратора К-16А

Карбюратор К-16А или К-16 (см. рис. 10.7) устанавливается на пусковых двигателях П-10У, предназначенных для пуска тракторных дизелей. Он состоит из поплавковой камеры 1, жиклеров 11 и 18, диффузора 22, дроссельной и воздушной заслонок 15 и 18. Топливо поступает самотеком из бака по трубопроводу через штуцера, сетчатый фильтр 4 и запорный игольчатый клапан 6 в поплавковую камеру 1. Постоянный уровень топлива поддерживается поплавком 2 с запорным игольчатым клапаном 6 с седлом 5 и балансировочным каналом 7. Поплавковая камера сообщается каналом 21 с колодцем 19 главного жиклера, закрытого крышкой 20. Над главным жиклером расположен распылитель 17, верхний конец которого выходит в диффузор 22. Жиклер 18 и распылитель образуют главную дозирующую систему. Топливо из главного жиклера может поступать по каналу 16 к жиклеру холостого хода 11 и далее в каналы 9 и 12, первый из которых выходит во впускной патрубок карбюратора, а второй связывается отверстием 13 со смесительной камерой. Проходное сечение жиклера 11 можно изменять винтом 10.

При работе двигателя под воздействием перепада давления между поплавковой камерой и диффузором топливо вытекает из распылителя, распыляется и перемешивается с воздухом.

* А н и с и м о в Г. М., К о ч н е в А. М. Рабочие процессы, конструкция и основы расчета тепловых двигателей и энергетических установок: Учебное пособие. СПб.: СПбГЛТА, 2007. 432 с.

Количество поступающего топлива через главную дозирующую систему возрастает с увеличением частоты вращения коленчатого вала, и при открытой дроссельной заслонке 15 смесь может переобогащаться. Поэтому для поддержания необходимого состава смеси при максимальной мощности используется система холостого хода. При большом разрежении в диффузоре воздух подсасывается в канал 16 из впускного патрубка и поступает в пространство между главным жиклером и распылителем, тем самым уменьшается истечение топлива через главный жиклер и обеспечивается необходимый состав горючей смеси.

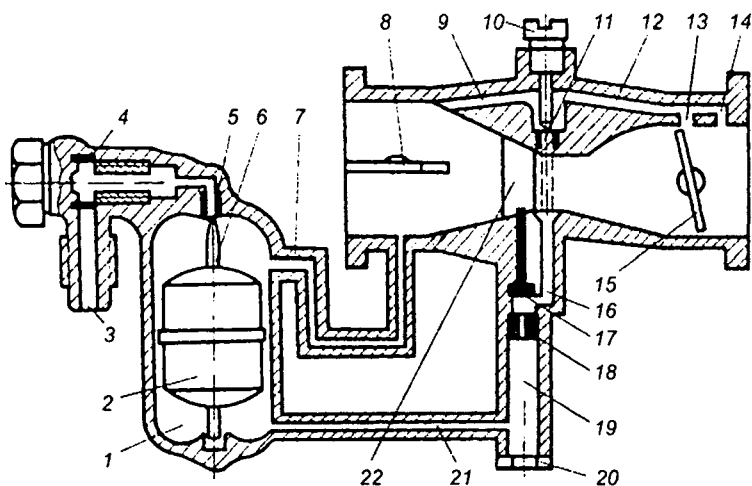


Рис. 10.7. Схема карбюратора К-16А:

- 1 — поплавковая камера; 2 — поплавок; 3 — штуцер подвода топлива;
 4 — сетчатый фильтр; 5 — седло клапана; 6 — запорный игольчатый клапан;
 7 и 9 — воздушные каналы; 8 — воздушная заслонка; 10 — регулировочный винт холостого хода; 11 — жиклер холостого хода; 12 — эмульсионный канал;
 13 и 14 — выходные отверстия; 15 — дроссельная заслонка; 16 и 21 — топливные каналы; 17 — распылитель; 18 — главный жиклер; 19 — колодец главного жиклера; 20 — пробка; 22 — диффузор

В режиме холостого хода дроссельная заслонка закрыта, главная дозирующая система не работает, а необходимое количество обогащенной горючей смеси поступает в смесительную камеру через систему холостого хода. При этом под воздействием сильного

разрежения в смесительной камере топливо поднимается по каналу 16 через жиклер 11, смешиваясь с воздухом, поступающим по каналу 9, затем богатая эмульсия поступает в смесительную камеру. Количество смеси можно регулировать винтом 10.

При пуске холодного двигателя горючая смесь обогащается прикрытием воздушной заслонки 8.

11. СИСТЕМА ПИТАНИЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

11.1. Особенности смесеобразования

Условия смесеобразования у дизельных двигателей менее благоприятны, чем у карбюраторных. Это объясняется главным образом тем, что время, отводимое на распыление и смесеобразование у дизельных двигателей, примерно в десятки раз меньше времени, отводимого на смесеобразование у карбюраторных двигателей, и соответствует всего $20...40^\circ$ поворота коленчатого вала, а по времени — $2...3$ мс.

Качественное приготовление топливно-воздушной смеси с равномерным распределением ее по объему камеры сгорания зависит от конструкции и технического состояния топливной аппаратуры, формы и конструкции камеры сгорания и впускных трубопроводов. Поэтому несмотря на различные меры, предпринимаемые для улучшения смесеобразования, впрыскиваемое в камеру сгорания топливо распределяется недостаточно равномерно, что вызывает неполное сгорание. В целях более полного сгорания топлива дизельные двигатели работают при высоком коэффициенте избытка воздуха ($\alpha = 1,25$ и более), что приводит к понижению среднего эффективного давления. Крайне ограниченное время, отводимое на смесеобразование, требует условий для быстрого и наиболее совершенного распыления топлива и распределения его в камере сгорания.

Распыление топлива. Процесс распыления представляет собой сложное явление и заключается в дроблении струи топлива на мелкие капли под действием ряда факторов, в том числе и аэродинамического сопротивления воздушной среды камеры сгорания. Качество распыливания характеризуется тонкостью распы-

ливания, которая определяется величиной среднего диаметра большинства капель. Установлено, что качество распыливания улучшается по мере повышения давления впрыска, с увеличением противодавления воздуха, сжатого в камере сгорания, при переходе к меньшим диаметрам сопловых отверстий форсунки.

Дальнобойность струи впрыскиваемого топлива. Одновременно с интенсивным распыливанием струи, обеспечивающим тонкость и однородность капель, важно, чтобы капли обладали способностью достаточно глубоко проникать по всем направлениям в среду сжатого воздуха в камере сгорания. Впрыснутое в камеру сгорания топливо должно быть распылено и перемешано с воздухом таким образом, чтобы каждая частица топлива имела вокруг себя количество воздуха, достаточное для полного сгорания. Проникновение капель в среду сжатого воздуха зависит от дальнобойности струи топлива.

Значительное влияние на качество распыливания дизельного топлива оказывает его вязкость. Высоковязкое топливо распыливается крупными каплями большой дальнобойности, что ведет к замедленному испарению и оседанию части топлива на днище поршня и стенках камеры сгорания. В результате ухудшается процесс сгорания, понижается КПД двигателя, увеличивается количество нагара на стенках камеры сгорания и поршня. При распыливании низковязкого топлива капли получаются мелкими, с малой дальностью полета. Горение в этом случае концентрируется в зоне, близкой от форсунки, что сопровождается ее перегревом с деформацией и неполным сгоранием.

Как показали исследования, дальнобойность струи топлива возрастает по мере увеличения давления впрыска, понижения противодавления воздуха в камере сгорания, увеличения диаметра отверстий форсунки, повышения частоты вращения двигателя и увеличения удельной массы топлива. На смесеобразование и работу дизеля влияют свойства топлива.

Воспламеняемость топлива. К дизельному топливу предъявляются определенные требования, изучение которых приводится в специальном курсе. Здесь же рассмотрим кратко только воспламеняемость топлива. Впрыснутое в камеру сгорания топливо воспламеняется не сразу, а после истечения периода задержки воспламенения, длительность которого зависит от свойств топлива. Чем меньше

этот период, тем меньше топлива концентрируется в камере сгорания к моменту воспламенения, тем более плавно и мягко, без стуков, работает двигатель. Воспламеняемость топлива оценивается цетановым числом путем сравнения его с другим эталонным топливом, качества которого равноценны испытываемому. Чем выше цетановое число, тем меньший период задержки воспламенения имеет данное топливо. Плохая воспламеняемость дизельного топлива вызывает жесткую работу и затрудняет пуск двигателя, особенно при низких температурах окружающего воздуха. Цетановое число дизельных топлив отечественного производства — 40...60. Повышение цетанового числа дизельного топлива достигается воздействием на его фрикционный и химический составы, а также введением специальных кислотосодержащих присадок, например органических перекисей, сложных эфиров азотной кислоты и др. Добавление 1% таких присадок в дизельное топливо повышает его цетановое число на 15...20 единиц. В адиабатных двигателях можно будет сжигать дизельное топливо с цетановым числом 30 и даже 10, так как температура стенок камер сгорания таких двигателей повышается с 500 до 1000...1300°К, что приводит к резкому снижению периода задержки воспламенения и требования к цетановому числу топлива.

Скорость нарастания давления. В результате воспламенения большого количества топлива давление в цилиндре повышается довольно быстро. Показателем жесткости работы двигателя служит скорость нарастания давления в процессе сгорания — среднее $dp/d\alpha$, отнесенное к углу поворота коленчатого вала α . У дизелей скорость нарастания давления должна быть не более 0,4...0,7 МПа на 1 градус поворота коленчатого вала (у высокоформированных — до 1,5 МПа на 1 градус).

Фактор динамичности цикла тоже характеризует жесткость и представляет собой отношение количества топлива, впрыснутого в цилиндр к моменту самовоспламенения, к суммарному количеству топлива, введенного за цикл. В современных автотракторных форсированных дизелях фактор динамичности достигает 0,9...1,0, т. е. все топливо впрыскивается до самовоспламенения.

Работа при большой скорости нарастания давления сопровождается стуками и ухудшением условий работы деталей двигателя. Установлено, что стуки возникают вследствие повышения скорости нарастания давления в конце горения. Чем больше период

задержки воспламенения, тем больше топлива поступает в цилиндр, тем выше скорость нарастания давления и больше максимальное давление цикла. Плавная работа двигателя и понижение максимального давления цикла достигается сокращением периода задержки воспламенения, что возможно при использовании топлива с повышенным цетановым числом.

11.2. Камеры сгорания

Основные требования и классификация. Хорошее смесеобразование еще не достигается при тонком и однородном распыливании и достаточной дальнобойности струи. Одновременно необходимо сочетать распыливание топлива с организованным движением воздуха в камере сгорания. Это позволяет улучшить распределение топлива в камере и осуществить процесс сгорания при наименьшем количестве воздуха. Форма и размер камеры сгорания оказывают значительное влияние на организацию и протекание рабочего процесса. Кроме хорошего смесеобразования, камера сгорания должна обеспечивать высокий коэффициент полезного действия и хорошие пусковые свойства.

Основные требования, предъявляемые к камерам сгорания, следующие. Форма камеры сгорания должна соответствовать направлению и дальнобойности струи впрыскиваемого топлива, обеспечить организованное движение потока воздуха, интенсивное перемешивание топлива и воздуха, полное сгорание топлива при наименьшем количестве воздуха, плавное нарастание давления в цилиндре, умеренное максимальное давление при сгорании, минимальные тепловые потери.

По способу смесеобразования и конструктивному выполнению камеры сгорания разделяются на две основные группы (см. рис. 11.1): неразделенные и разделенные. Неразделенные камеры сгорания имеют простую форму и выполняются в виде единого объема. Такие камеры обеспечивают объемное, пленочное и объемно-пленочное смесеобразование. Разделенные камеры состоят из двух отдельных объемов. На современных дизелях в основном применяется только одна разделенная камера, обеспечивающая вихрекамерное смесеобразование.

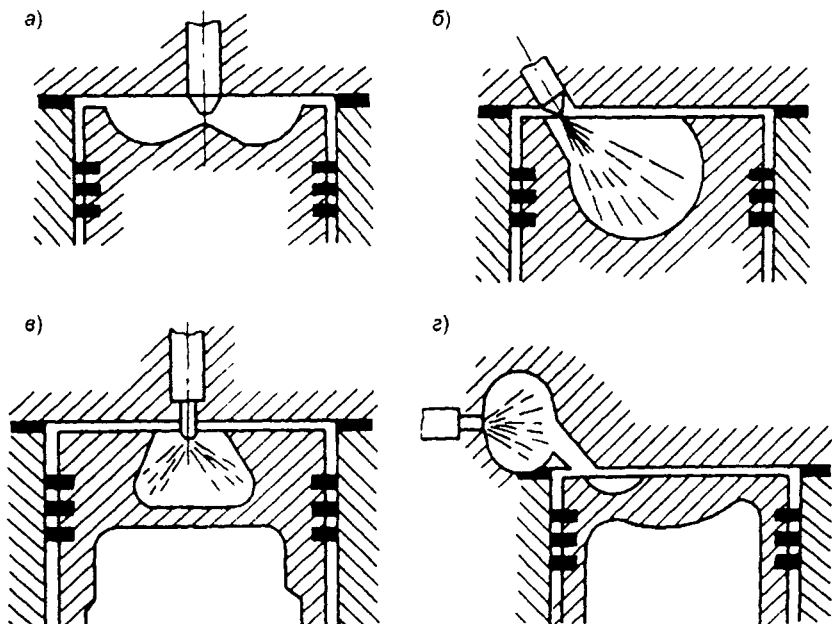


Рис. 11.1. Принципиальная схема камер сгорания:
а, б, в — неразделенные; г — разделенная

Камера сгорания с непосредственным впрыском. В дизельных двигателях с такими камерами форсунка впрыскивает топливо непосредственно в камеру сгорания. Качество смесеобразования в этих камерах достигается согласованием формы камеры сгорания с формой и количеством топливных факелов. Для обеспечения тонкого распыливания топлива, необходимой дальности струи и равномерного распределения топлива по объему камеры сгорания применяются форсунки с рабочим давлением 15...20 МПа и многодырчатые распылители (5...7 отверстий) при малых диаметрах сопловых каналов (0,15...0,32 мм). Камера сгорания с непосредственным впрыском, представленная на рис. 11.1а, обеспечивает объемное смесеобразование.

Основные достоинства камер сгорания с непосредственным впрыском по сравнению с камерами других разновидностей: простая и компактная форма камеры сгорания обеспечивает меньшие тепловые потери в процессе сгорания и более высокий эффектив-

ный КПД; удельный расход топлива составляет 225...260 г/кВт · ч; вследствие меньших тепловых потерь и более высокого КПД среднее эффективное давление повышается; меньшие тепловые потери создают условия для облегчения пуска; конструкция головки цилиндра упрощается.

Недостатки камер сгорания с непосредственным впрыском: смесеобразование происходит при больших давлениях впрыска, что повышает требования к топливоподающей аппаратуре; процесс сгорания характеризуется значительным давлением (p , до 10,0 МПа), скорость нарастания давления при этом $dp/d\alpha = 0,4...0,8$ МПа (на 1 градус поворота коленчатого вала); малые сопловые отверстия распылителя форсунки (0,10...0,25 мм) требуют точного исполнения и при недостаточной очистке топлива могут засоряться.

Камера сгорания для пленочного смесеобразования. Значительные шаги в совершенствовании камер сгорания с непосредственным впрыском — применение пленочного смесеобразования или М-процесс. При таком способе смесеобразования улучшается топливная экономичность и пусковые свойства, снижается жесткость работы и шум, повышается среднее эффективное давление при бездымности отработанных газов и имеется возможность использования различных сортов моторного топлива от тяжелых дизельных до легких.

Принцип работы заключается в следующем: в центральную часть камеры (см. рис. 13.1б), находящуюся в поршне, в среду сжатого воздуха форсункой впрыскивается около 5% цикловой подачи топлива. Остальная часть топлива, около 95%, впрыскивается и распределяется форсункой на поверхности камеры сгорания в виде тонкой пленки (10...15 мкм), испаряется и постепенно в парообразном состоянии, с помощью интенсивного воздушного вихря, включается в очаги горения. Скорость смесеобразования в этом случае определяется, с одной стороны, температурой поверхности камеры, а с другой — скоростью движения воздушного заряда и его турбулентностью. При пленочном смесеобразовании в первую очередь самовоспламеняется топливо, впрыснутое в центральную часть камеры. Остальное топливо после постепенного испарения и перемешивания с воздухом воспламеняется от раскаленных частиц углерода, образовавшихся при воспламенении распыленной в камере небольшой

части топлива. Испаряется топливо с поверхности камеры при умеренной температуре (570...620°K), что достигается охлаждением днища поршня струей масла, поступающего, например, через сверление в верхней головке. Такая температура достаточна для испарения топлива и не вызывает термического расщепления молекул, сопровождающихся нагаро- и смолывыделением.

Для уменьшения количества топлива, проходящего предпламенную физико-химическую подготовку в течение первого периода задержки воспламенения, форсунка размещается ближе к стенке камеры сгорания и устанавливается таким образом, чтобы впрыскиваемое топливо встречалось с поверхностью стенки под острым углом, а направление струи топлива совпадало с направлением радиального воздушного потока.

При пленочном смесеобразовании количество участвующего в самовоспламенении топлива незначительно. Поэтому применение таких сортов топлива не вызывает резкого повышения давления при самовоспламенении. Следовательно, при пленочном смесеобразовании возможно использование сортов топлива с более низкой воспламеняемостью, чем дизельное. Необходимо учесть, что использование бензина или керосина для дизельного двигателя с обычным смесеобразованием сопровождается недопустимой жесткостью сгорания. Двигатели с пленочным смесеобразованием имеют форсунки с одним, двумя или тремя сопловыми отверстиями. Давление начала подачи топлива форсункой 17...20 МПа. Они работают бездымно и мягко. Скорость нарастания давления $dp/d\alpha = 0,2...0,4$ МПа на 1 градус поворота коленчатого вала при максимальном давлении цикла 7,0...7,5 МПа. Среднее эффективное давление выше, чем у двигателей с обычным способом смесеобразования. Минимальный удельный расход топлива 215...250 г/кВт·ч.

Пленочное смесеобразование по сравнению с объемным обеспечивает лучшие показатели работы двигателей, упрощает конструкцию топливной аппаратуры. К недостаткам можно отнести плохие пусковые свойства двигателей.

Объемное и пленочное смесеобразование можно назвать двумя крайними способами, в первом из которых в основном топливо распределяется в воздушном заряде, а при втором способе почти все топливо превращается в пленку и наносится на поверхность камеры сгорания.

В Центральном научно-исследовательском дизельном институте (ЦНИДИ) разработан промежуточный способ смесеобразования, который называется объемно-пленочным смесеобразованием.

Камера сгорания для объемно-пленочного смесеобразования. Камера сгорания для объемно-пленочного смесеобразования (камера сгорания ЦНИДИ) размещается в днище поршня и имеет форму усеченного конуса (см. рис. 11.1а) с основанием меньшего диаметра у входной горловины и со скругленными стенками у нижнего основания. Топливо впрыскивается форсункой с многодырчатым распылителем, которая размещается под небольшим углом к оси цилиндра. Расположение отверстия распылителя обеспечивает попадание топлива при впрыске на боковые стенки камеры вблизи от кромки ее горловины. На коническую поверхность камеры, омываемую воздушным вихрем, попадает около 50% топлива, а остальная часть топлива распыливается в воздушном потоке, который возникает в результате вытеснения части воздушного заряда из надпоршневого зазора. При этом радиальное движение в зазоре переходит во вращательное движение тороидального вихря в камере, расположенной в поршне. Пленка топлива образуется под воздействием высокой скорости распыляемого топлива и направления струи под острым углом к поверхности стенки.

Объемно-пленочный способ смесеобразования с камерой ЦНИДИ обеспечивает среднюю жесткость работы двигателя (скорость нарастания давления $dp/d\alpha = 0,4...0,5$ МПа/град) и невысокое максимальное давление сгорания (6,0...6,5 МПа) при минимальном удельном расходе топлива 220...260 г/кВт · ч.

Вихревая камера сгорания. Вихревая камера сгорания (см. рис. 11.1б) имеет камеру, разделенную на две части, одна из которых называется основной, а вторая — вихревой. Основная камера расположена непосредственно над поршнем. Вихревая камера выполнена в головке цилиндра, имеет обтекаемую форму (форму шара или сплющенного шара) и охлаждается водой. Ее объем составляет от 50 до 75% всего объема камеры сгорания, что позволяет вовлечь в вихревое движение большое количество воздуха. Вихревая камера сообщается с основной при помощи горловины. Для улучшения дожигания в основной камере и повышения надежности поршня в его днище делают углубление.

В период сжатия воздух вытесняется из основной в вихревую камеру. Взаиморасположение камер способствует смесеобразованию. Воздух поступает в вихревую камеру тангенциально ее поверхности, при этом создаются вихревые потоки, которые подхватывают впрыскиваемое форсункой топливо. Струя топлива увлекается воздушным потоком, интенсивно перемешивается с ним, самовоспламеняется и частично сгорает. В период сгорания в вихревой камере резко повышается давление. При этом продукты сгорания и несгоревшая часть топлива устремляются в основную камеру. Здесь процесс сгорания продолжается, заканчиваясь при расширении. Интенсивным движением заряда в камере сгорания при таком способе смесеобразования достигается хорошее перемешивание кислорода воздуха с топливом, что обеспечивает бездымную работу двигателя при малых значениях коэффициента избытка воздуха. Хорошее перемешивание смеси снижает требования к качеству распыливания топлива и допускает низкое рабочее давление форсунок (12,0...15,0 МПа). Форсунки имеют распылители с одним отверстием.

Интенсивность вихрей определяется скоростью движения воздушного заряда и возрастает с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому двигатели с вихрекамерным способом смесеобразования удовлетворительно работают в широком скоростном диапазоне и считаются довольно быстроходными двигателями тракторного типа.

Скорость нарастания давления при этом способе $dp/d\alpha = 0,25...0,35$ МПа/град; невысокое максимальное давление цикла 4,5–5,5 МПа при расходе топлива 255–275 г/кВт·ч.

Сравнение неразделенных и разделенных камер. Основные преимущества разделенных камер по сравнению с неразделенными заключаются в следующем:

- смесеобразование происходит при меньших давлениях впрыска (до 12,5 МПа), что несколько уменьшает требования к топливной аппаратуре;
- процесс сгорания характеризуется сравнительно замедленным нарастанием давления, максимальное давление сгорания меньше, работа мягче;
- сравнительно большие размеры сопловых отверстий распылителя (0,5...1,5 мм) упрощают производство форсунок и повышают их долговечность;
- работа двигателя при переменных режимах стабильнее.

Основные недостатки разделенных камер:

- усложненная форма камеры сгорания вызывает увеличение тепловых потерь и снижает эффективный КПД, экономичность понижена, удельный расход топлива составляет $255...275 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$;
- вследствие увеличения тепловых потерь и снижения эффективного КПД среднее эффективное давление, а следовательно, и литровая мощность несколько понижается;
- производство разделенных камер сложнее;
- низкие пусковые свойства из-за интенсивного отвода тепла развитой теплоподающей поверхностью.

Из числа двигателей с разделенными камерами двигатели с вихревыми камерами обладают несколько лучшей топливной экономичностью и пусковыми свойствами.

В мировом двигателестроении преобладает производство двигателей с неразделенными камерами сгорания.

11.3. Топливоподающая аппаратура

Основные требования. Топливоподающая аппаратура дизельных двигателей должна обеспечивать:

- высокое давление впрыска, необходимое для тонкого распыливания топлива;
- равномерное распределение топлива в камере сгорания в соответствии с ее формой в целях образования равномерной смеси топлива и воздуха и эффективного использования воздуха, заполняющего камеру;
- точное дозирование впрыскиваемого топлива для подачи его в камеру сгорания, а также возможность изменения в зависимости от режима работы двигателя;
- впрыск топлива в камеру сгорания в определенный момент рабочего процесса с требуемой продолжительностью по наиболее выгоднейшему закону впрыска и под давлением, обеспечивающим тонкое распыливание и распределение топлива в камере;
- равные условия впрыска для всех цилиндров двигателя при различных режимах его работы (момент начала подачи, ее продолжительность и момент конца подачи — отсечка);
- последовательность подачи в соответствии с порядком работы двигателя;

- длительную работоспособность без изменения начальных регулировок и без износов, влияющих на работу двигателя.

Принципиальная схема. Топливоподающая аппаратура дизельных двигателей разделяется на две основные разновидности: разделенную (преобладающее применение) и неразделенную. Разделенная аппаратура: топливный насос высокого давления и форсунки. В неразделенной аппаратуре топливный насос высокого давления конструктивно объединен с форсункой.

В разделенных системах используются многосекционные насосы или насосы распределительного типа. Каждая секция многосекционного насоса обеспечивает нагнетание и дозирование топлива только в один цилиндр. Секция насоса распределительного типа нагнетает, дозирует и распределяет топливо в определенной последовательности.

В системе питания с разделенной аппаратурой (рис. 11.2) топливо из бака 1 через фильтр грубой (предварительной) очистки 2 поступает по топливопроводу к топливоподающему насосу низкого давления 3, который нагнетает через фильтр тонкой очистки 5 к топливному насосу высокого давления 6 и далее к форсунке 7. На топливоподающем насосе установлен насос ручной подкачки 4. К корпусу насоса примыкает регулятор частоты вращения коленчатого вала дизеля.

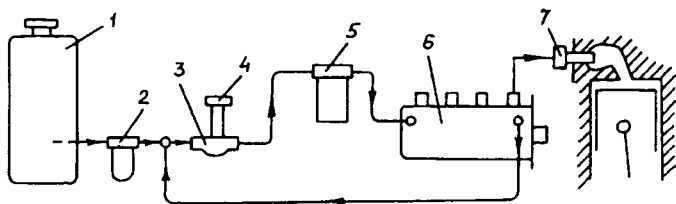


Рис. 11.2. Схема топливоподающей аппаратуры:

- 1 — топливный бак; 2 — фильтр грубой (предварительной) очистки;
3 — топливоподающий насос; 4 — насос ручной подкачки; 5 — фильтр тонкой очистки; 6 — топливный насос высокого давления; 7 — форсунка

На современных двигателях лесотранспортных машин применяются разделенные системы питания, в которых насос высокого давления и форсунка представляют собой отдельные агрегаты.

Топливный бак предназначен для хранения топлива, необходимого для длительной работы двигателя. Бак имеет крышку

с сетчатым фильтром, топливозаборник, топливный фильтр, расходный кран.

Фильтр грубой (предварительной) очистки предназначен для предварительной очистки топлива от крупных механических примесей и влаги. На современных и перспективных двигателях лесовозных автомобилей в фильтрах грубой очистки устанавливается фильтрующий элемент, состоящий из сетчатого каркаса с навитым на него ворсистым хлопковым шнуром, или сменный фильтрующий элемент типа ФГ-75.

Фильтр тонкой очистки служит для окончательной очистки топлива от мелких механических примесей размеров более 4...5 мкм, не задержанных фильтром грубой очистки, перед поступлением его в топливный насос высокого давления. Двигатели лесотранспортных машин имеют сменные фильтрующие элементы, выполненные в виде стального каркаса с большим числом отверстий, обмотанного слоем ткани, на котором располагается фильтрующая масса или сменные бумажные (картонные) элементы. Фильтры тонкой очистки выполняют роль фильтра-отстойника. Механические примеси и вода отлагаются в нижней части корпуса, где обычно устанавливается еще и успокоитель.

Некоторые топливоподающие системы имеют предохранительные фильтры, установленные в топливопроводах высокого давления перед форсункой или в форсунке. Они изготовлены из многослойной сетки с впрессованными латунными шариками и предназначены для фильтра, очищающего топливо от технологических загрязнений. В нижней части корпуса имеется отверстие, закрытое пробкой, для слива отстоя. В крышке фильтра установлен кран или пробка для выпуска воздуха, попавшего в систему при ее заполнении или прокачивании.

Топливоподающий насос низкого давления предназначен для подачи топлива из топливного бака к топливному насосу высокого давления (ТНВД). На двигателях лесотранспортных машин устанавливаются топливоподающие насосы поршневого типа (рис. 11.3) с приводом от эксцентрика (кулачка) вала ТНВД. Эксцентрик 6 через ролик 5 и толкатель 4, сжимая пружины 7 и 8, перемещает поршень 3 (на схеме вверх), создавая давление на топливо, находящееся в полости А. Под действием давления впускной клапан 2 закрывается, а нагнетательный 1 открывается и топливо перетекает из полости А в полость Б. При

движении поршня под действием пружины 8 выпускной клапан и топливо из полости *Б* нагнетается к выходному отверстию 9 насоса и далее через фильтр тонкой очистки к ТНВД. При этом в полости *А* создается разрежение, открывается впускной клапан 2 и поступает новая порция топлива из бака; цикл работы насоса повторяется. Пружина 7 исключает отрыв ролика 5 от эксцентрика 6.

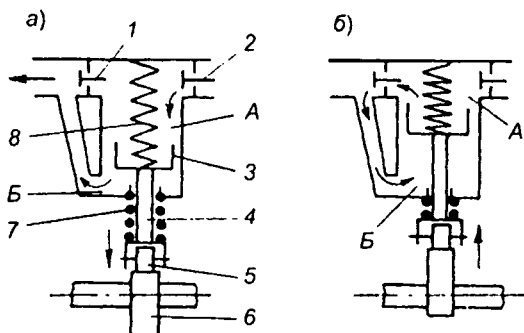


Рис. 11.3. Схема работы топливopодающего насоса:

а — движение поршня вниз — топливо подается к насосу высокого давления; *б* — движение поршня вверх — топливо заполняет полость *Б*; 1 и 2 — нагнетательный и впускной клапаны; 3 — поршень; 4 — толкатель; 5 — ролик; 6 — эксцентрик; 7 и 8 — пружины; 9 — отверстия; *А* и *Б* — полости

На корпусе топливopодающего насоса установлен насос ручной подкачки топлива, предназначенный для заполнения системы питания топливом и удаления из системы воздуха после проведения технического обслуживания.

Топливный насос высокого давления предназначен для точного дозирования топлива и подачи его в строго определенный момент к форсункам. Топливные насосы высокого давления обычно классифицируются по трем признакам: конструктивному исполнению, регулированию количества подаваемого топлива и числу секций. Наиболее широко применяются золотниковые многоплунжерные насосы, регулирование количества подаваемого топлива в которых достигается поворотом плунжера. Число секций насосов может или соответствовать числу цилиндров двигателя (такие насосы называют многоплунжерным), или быть кратным числу цилиндров (такие насосы бывают одно- или двухплунжерные). Шире распространены многоплунжерные насосы.

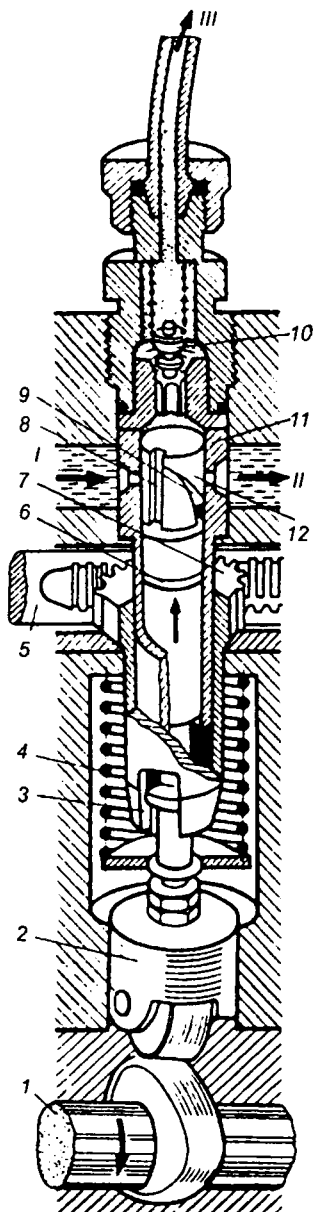
Рассмотрим в качестве примера работу одной секции многоплунжерного топливного насоса высокого давления.

Каждая секция (см. рис. 11.4) состоит из плунжерной пары, включающей плунжер 12 и гильзу (втулку) 11, нагнетательного клапана 20, поворотной втулки 3, толкателя 2, пружины 4. На головке плунжера имеется кольцевая выточка 6, продольный канал 8 с винтовым срезом кромки 9. Работа секции протекает в такой последовательности. Плунжер в гильзе совершает возвратно-поступательное движение под воздействием кулачка кулачкового вала 1 топливного насоса и пружины 4 и может поворачиваться вокруг оси на некоторый угол с помощью рейки 5, зубчатого сектора 7 и поворотной втулки 3. Рейка 5 связана через регулятор частоты вращения с педалью подачи топлива, размещенной в кабине оператора. При опускании плунжера под воздействием пружины 4 вниз с того момента, когда его верхний срез откроет впускное окно гильзы в надплунжерное пространство из подводящего канала 1 топливо поступает под давлением около 0,2 МПа.

В начальный момент подъема плунжера под действием набегающего кулачка часть топлива, заполняющего надплунжерное пространство, вытеснится через окна в канал 1. С момента закрытия впускного окна верхним срезом плунжера давление топлива в надплунжерном пространстве начинает повышаться и топливо через нагнетательный клапан 10 поступает по каналу III к форсунке. При достижении определенного давления форсунка начнет впрыскивать топливо в цилиндр, которое будет впрыскиваться до тех пор, пока винтовая кромка 9 не откроет отверстие в гильзе, связанное с каналом II. С момента открытия винтовой кромкой отверстия в гильзе под перепадом давления топливо из надплунжерного пространства по каналу 8 и кромке 9 поступит в канал II.

Вследствие падения давления в надплунжерном пространстве нагнетательный клапан под действием пружины садится в гнездо, разобщая надплунжерное пространство и топливопровод высокого давления. Наличие на клапане разгрузочного цилиндрического пояса позволяет создать резкую отсечку подачи топлива форсункой (прекращение подачи топлива), так как топливопровод высокого давления и надплунжерное пространство разъединяются еще до посадки клапана в седло, с момента входа пояса в направляющую часть седла клапана. Дальнейшее опускание клапана

Рис. 11.4. Секция насоса высокого давления:
 I и II — каналы подвода и отвода топлива; III —
 канал подачи топлива к форсунке:
 1 — кулачковый вал; 2 — толкатель; 3 — пово-
 ротная втулка; 4 — пружина; 5 — рейка;
 6 — кольцевая выточка; 7 — зубчатый сектор;
 8 — канал плунжера; 9 — винтовая кромка; 10 —
 нагнетательный клапан; 11 — втулка плунжера;
 12 — плунжер



вызывает снижение давления в топливопроводе, так как объем возрастает. Резкое снижение давления в топливопроводе после прекращения подачи устраняет подтекание топлива из сопла форсунки.

Поворотом втулки 3 с сектором 7 изменяется цикловая подача только конкретной секции, а перемещением рейки 5 — всех секций одновременно. Толкатель 2 имеет регулировочный винт для регулирования момента подачи топлива секцией.

Привод топливного насоса осуществляется от коленчатого вала двигателя через муфту опережения впрыска топлива, которая предназначена для автоматического изменения начала подачи топлива в цилиндры в зависимости от частоты вращения коленчатого вала.

Форсунка предназначена для впрыскивания, распыливания и распределения топлива по объему камеры сгорания. Количество впрыска топлива форсункой оценивается следующими основными показателями: тонкостью и однородностью распыливания топлива; равномерным распределением частиц

распыленного топлива в камере сгорания, своевременным началом и окончанием впрыска, четкой отсечкой, поддержанием требуемого давления впрыска при различных режимах работы двигателя.

По конструктивному исполнению форсунки разделяются на две группы: открытые и закрытые. Наиболее ответственным элементом форсунки является распылитель. Количество и направление сопловых отверстий распылителя выбирается в зависимости от формы камеры сгорания и способа смесеобразования. На дизельных двигателях безрельсовых лесотранспортных машин применяются форсунки закрытого типа с гидравлическим подъемом запорной иглы распылителя.

В закрытых форсунках давление, необходимое для распыливания топлива, зависит от скорости нагнетания топлива насосом, отношения площадей поперечного сечения плунжера и сопловых отверстий, а также давления газов, находящихся в камере сгорания. Давление, при котором запорная игла отрывается от своего седла, определяется усилием предварительной затяжки пружины, нагружающей запорную иглу, и размерами площади ее конического пояса.

Закрытые форсунки имеют распылители с одним или несколькими отверстиями. Число отверстий зависит от способа смесеобразования и формы камеры сгорания. У двигателей с непосредственным впрыском распылитель форсунки обычно имеет несколько отверстий, которые закрываются запорной иглой. Такие форсунки называют закрытыми. Форсунки двигателей с вихрекамерным смесеобразованием имеют одно отверстие. Закрытые форсунки с распылителем, имеющим одно отверстие, выполняются штифтовыми, т. е. у них запорная игла имеет на конце штифт, придающий струе топлива желаемый конус.

Форсунки двигателя ЯМЗ-238Ф, устанавливаемого на лесовозном автомобиле КрАЗ-6437 (см. рис. 11.5), закрытого типа, с четырехдырчатым распылителем и гидравлическим подъемом иглы. Распылитель форсунки, состоящий из корпуса 16 и запорной иглы 14, крепится к корпусу форсунки и фиксируется от проворачивания двумя штифтами 13. Пружина 5 через штангу 12 с напрессованной тарелкой 7 прижимает запорный конус иглы к седлу распылителя. Усилие пружины можно изменять регулировочным винтом 2,

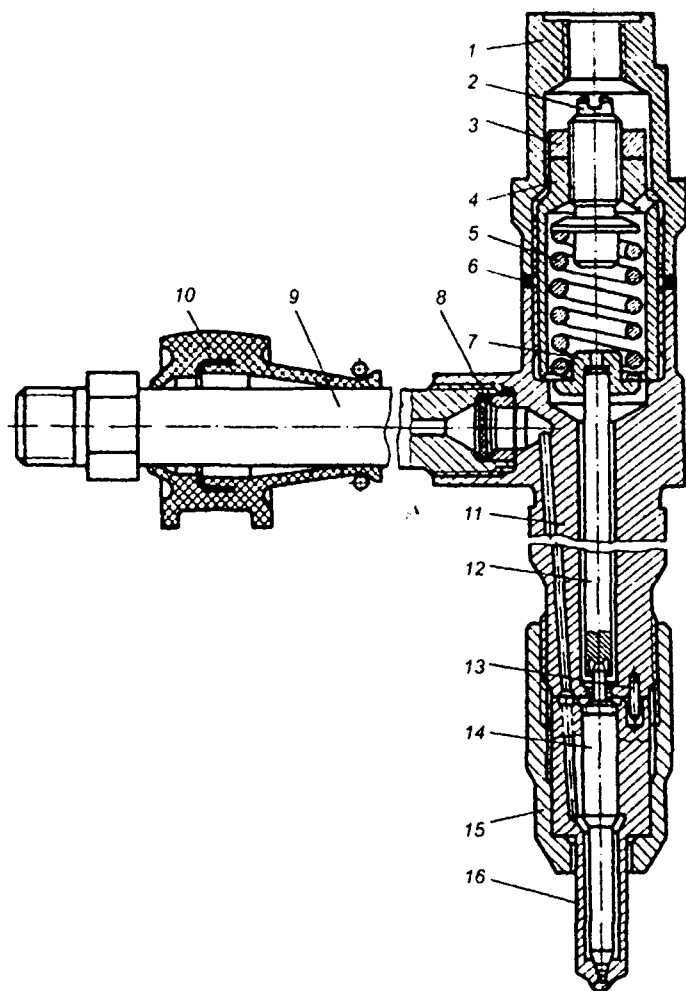


Рис. 11.5. Форсунка:

1 — колпак; 2 — регулировочный винт; 3 — гайка; 4 — стакан; 5 — пружина; 6 — уплотнительная шайба; 7 — тарелка; 8 — сетчатый фильтр; 9 — штуцер; 10 — резиновый уплотнитель; 11 — корпус форсунки; 12 — штанга; 13 — штифт; 14 — запорная игла; 15 — гайка; 16 — корпус распылителя

который контрится гайкой 3. На гайку 4 навернут предохранительный клапан 1, имеющий резьбовое отверстие, в которое устанавливается топливопровод для отвода просочившегося из распылителя топлива. Уплотнительная шайба 6 герметизирует стык между колпаком 2 и корпусом форсунки. Из топливного насоса высокого давления топливо подводится к форсунке через штуцер 9 уплотненным в головке блока двигателя уплотнителем 10.

Топливо, пройдя фильтрацию в фильтре 8, по каналам в корпусе форсунки и распылителя поступает в кольцевую полость распылителя. С увеличением давления топлива возрастает усилие, действующее на коническую поверхность иглы распылителя, а когда это усилие превысит силу давления пружины на иглу, она поднимается и откроет сопловые отверстия. Начнется впрыск топлива в камеру сгорания. В момент отсечки топлива плунжерной парой секции ТНВД снизится давление в кольцевой полости распылителя и конус иглы сядет в седло корпуса распылителя. При этом обратный клапан секции ТНВД опустится в седло и своим разгрузочным пояском резко снизит давление топлива, тем самым создаст четкую отсечку подачи топлива форсункой.

Топливоподающая аппаратура имеет три прецизионных (высокой точности) пары: плунжерную пару, обратный клапан, распылитель форсунки.

11.4. Особенности системы питания газодизельных двигателей

Газодизельная система питания обеспечивает работу дизеля как на смеси дизельного топлива с природным сжатым газом, так и на чистом дизельном топливе.

На специализированных лесовозных автомобилях пока не применяются газодизельные двигатели. Это, видимо, связано с отсутствием газового оборудования в леспромхозах и лесхозах.

Камское объединение по производству большегрузных автомобилей выпускает несколько газодизельных модификаций, три из которых могут применяться на вывозке древесины: две — бортовые автомобили (КамАЗ-53208 и КамАЗ-53218) и седельный тягач КамАЗ-54118. Использование природного газа в качестве моторного топлива для дизельного двигателя значительно снижает

расход дизельного топлива. Расход топлива автопоездами на базе КамАЗ-53208, КамАЗ-53218, КамАЗ-54118 составляет: дизельного топлива — 7...8 л/100 км; сжатого газа — 30...42 м³/100 км. Для сравнения: контрольный расход дизельного топлива автопоезда на базе тягача КамАЗ-5320 в летнее время составляет 35 л/100 км, а в зимнее — на 20% больше.

В табл. 11.1 приведены сравнительные показатели того, что использование сжатого газа в качестве моторного топлива не снижает мощность и крутящий момент газодизельного двигателя.

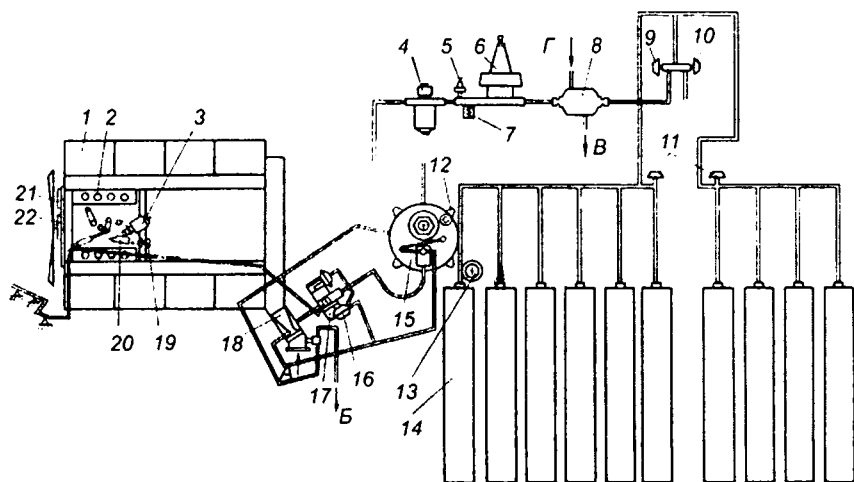


Рис. 11.6. Принципиальная схема газового оборудования автомобиля КамАЗ:

- 1 — двигатель; 2 — топливный насос высокого давления;
 3 — механизм установки запальной дозы топлива; 4 — электромагнитный клапан с фильтром; 5 — сигнализатор аварийной выработки газа; 6 — редуктор высокого давления; 7 — предохранительный клапан; 8 — подогреватель газа;
 9, 10, 11 — вентили; 12 — преобразователь давления газа; 13 — манометр;
 14 — баллон; 15 — двухступенчатый редуктор низкого давления;
 16 — трехходовой электромагнитный клапан; 17 — дозатор газа; 18 — смеситель;
 19 — выключатель блокировки; 20 — подвижный упор; 21 — преобразователь частоты вращения; 22 — зубчатый венец (А — из воздухоочистителя;
 Б — к индикатору засоренности; В — в систему охлаждения;
 Г — из системы охлаждения)

Газовое оборудование автомобиля, как и обычное газовое оборудование, включает: баллоны для сжатого газа, арматуру, редуктор высокого давления и двухступенчатый редуктор низкого

давления, контрольно-измерительную аппаратуру и т. д. Кроме этого имеется: подогреватель газа, дозатор газа, смеситель газа, механизм дистанционной установки запальной дозы топлива, который служит для уменьшения цикловой подачи топлива в цилиндры двигателя при переходе с дизельного на газодизельный режим работы.

Таблица 11.1

Показатели работы двигателей

	Газодизельный	Дизельный
Номинальная мощность, кВт	154	154
Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	2250	2600
Максимальный крутящий момент, Н · м	637	637
Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, мин ⁻¹	1300...1800	1600...1800

В перспективе следует ожидать применения газодизельных двигателей на лесовозных автомобилях МАЗ-5434 и КрАЗ-6437.

11.5. Перспективные системы питания дизельного двигателя

Топливоподающая аппаратура дизелей, устанавливаемых на современных лесотранспортных машинах, обеспечивает смесеобразование при максимальной частоте вращения коленчатого вала до 2600 мин⁻¹; имеет неудовлетворительную стабильность цикловой подачи топлива по цилиндрам и ряд других недостатков. Наиболее прогрессивным техническим решением в мировом дизелестроении признаны новые насосы высокого давления роторного типа (например, модели ДРА), предназначенные для обеспечения работы дизелей с числом цилиндров 2, 3, 4 и 6; рабочим объемом одного цилиндра до 1000 см³ и максимальной частотой вращения коленчатого вала до 4000...5000 мин⁻¹. Второе достоинство таких насосов состоит в том, что необходимая точность равномерности цикловой подачи топлива по цилиндрам обеспечивается технологически, но вместе с тем они, как и любые распределительные насосы, требуют высокого уровня технологии

производства и для их обслуживания необходим высококвалифицированный персонал.

Одним из наиболее рациональных способов повышения эффективности работы дизеля является оптимизация рабочего процесса на всех режимах эксплуатации с учетом его состояния и условий окружающей среды. Повышение эксплуатационных свойств дизеля лесотранспортной машины возможно при адаптивном или гибком регулировании топливоподачи, оптимальном скоростном режиме; корректировке по давлению наддува, плотности и вязкости топлива, оптимальном угле впрыска топлива; ограничениях по дымности и токсичности отработанных газов.

Развитие электроники и микропроцессорной техники привело к широкому внедрению на дизелях зарубежного производства электронных систем автоматического управления. В перспективе электронные системы управления топливоподачей и регулирование автотракторных дизельных двигателей будут трех типов: аналоговые системы, цифровые регуляторы и микропроцессорные системы.

Применяемые электронные системы управления топливоподачей (ЭСУТ) созданы на базе микропроцессоров и динамических исполнительных устройств, позволяющих программно реализовать сложные законы топливоподачи при необходимом быстродействии их воспроизведения. Микропроцессорные системы позволяют создать систему управления для выбора оптимального закона управления топливоподачей с учетом характеристик дизеля и состояния окружающей среды.

В настоящее время применяются два конструктивных и технических решения ЭСУТ. Первое — используется серийный топливный насос высокого давления с заменой механического регулятора частоты вращения коленчатого вала дизеля микропроцессором с электрогидравлическим или электромеханическим приводом топливодозировочного органа. Микропроцессор получает и обрабатывает информацию о скоростном режиме двигателя, положении топливодозировочного органа, давлении и температуре поступающего в цилиндры воздуха, температуре и плотности топлива. Второе направление отличается от первого наличием в магистрале высокого давления электромагнитных клапанов или электрогидравлических форсунок.

По способу управления ЭСУТ разделяются на системы программного управления, управления по отклонению, оптимизационного и адаптивного управления. Для отечественных дизелей готовится ЭСУТ с наиболее простым методом управления — программным управлением, обеспечивающим корректирование по жесткой программе цикловой подачи топлива и срок опережения впрыска с учетом состояния дизеля, давления наддува, температуры воздуха, плотности и вязкости топлива.

Применение ЭСУТ в сравнении с механическими регуляторами частоты вращения имеет следующие достоинства: снижение удельного эффективного расхода топлива до 10%; повышение на 25% коэффициента приспособляемости дизеля с расширением зоны постоянной мощности на 30% по внешней скоростной характеристике; улучшение пусковых свойств; снижение токсичности и дымности отработанных газов; повышение стабильности и надежности системы регулирования. Перечисленные достоинства позволяют считать электронную систему управления топливоподачей весьма перспективной системой управления дизеля лесотранспортных машин.

12. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

12.1. Виды характеристик

Характеристики двигателей устанавливают графическую зависимость каких-либо показателей от показателей работы двигателя, регулировочных, эксплуатационных и других факторов. Исходные данные для построения графических зависимостей получают теоретически или проведением исследовательских испытаний. Характеристики позволяют оценивать динамические и энергетические свойства двигателей, их техническое состояние и качество ремонта, а также влияние свойств двигателя на тяговые, скоростные и сцепные свойства лесотранспортных машин, их проходимость и производительность. Исследовательские испытания для получения исходных данных проводятся на специальных тормозных стендах, позволяющих исследовать влияние какого-либо фактора на показатели работы двигателя. По результатам исследовательских испытаний строят и анализируют регулировочные, нагрузочные, скоростные и другие характеристики. Условия получения характеристик двигателя регламентированы рядом ГОСТов, например, ГОСТ 14846-81, 18509-80.

Часто режимы работы оцениваются следующими показателями: нагрузкой — N_e , M_e , P_e ; частотой вращения коленчатого вала — n ; показателем топливной экономичности — g_e .

Работа двигателя при установке рычага подачи топлива на полную подачу или полностью открытой дроссельной заслонки считается режимом полной нагрузки, а при установке рычага подачи топлива в частичное положение или частичное открытие дроссельной заслонки — режим частичной нагрузки. Оптимальными режимами работы считаются работа двигателя при

максимальной мощности, при максимальном крутящем моменте, на минимальном расходе топлива. Наиболее часто анализируют следующие характеристики: регулировочные по составу горючей смеси, углу опережения зажигания или углу впрыска топлива; внешнюю и частичные скоростные характеристики; регуляторные; нагрузочные или характеристики по нагрузке. Рассмотрим некоторые из них.

12.2. Регулировочные характеристики

Регулировочные характеристики устанавливают влияние регулировок систем и механизмов на показатели, оценивающие эффективность работы двигателя. Построение и анализ регулировочной характеристики предшествует остальным. Распространение получили регулировочные характеристики: по составу горючей смеси; по углу опережения зажигания и по углу опережения впрыска топлива.

Регулировочная характеристика по составу смеси. Для карбюраторного двигателя характеристики получают также с целью регулировки дозирующих систем на следующие режимы работы: достижение максимальной мощности; получение минимального удельного эффективного расхода топлива; промежуточный режим работы между максимальной мощностью и минимальным удельным эффективным расходом топлива.

При получении исходных данных для построения регулировочной характеристики двигатель испытывается при стабильном тепловом режиме, частоте вращения коленчатого вала, положении дроссельной заслонки. В качестве независимой переменной величины применяют изменения сечения жиклера главной дозирующей системы, при этом изменяются мощность двигателя и удельный эффективный расход топлива. Анализ построенной регулировочной характеристики позволяет настроить дозирующую систему карбюратора на желаемые топливную экономичность и мощность двигателя.

Регулировочные характеристики по составу смеси дизельного двигателя получают при стабильном тепловом режиме, постоянной частоте вращения коленчатого вала и оптимальном угле опережения впрыска топлива, изменении состава смеси, а следовательно,

и часового расхода топлива достигается перемещением рейки топливного насоса. Регулировочная характеристика по составу смеси (рис. 12.1) позволяет настроить дизель на один из трех режимов работы:

$A-A$ — часовой расход топлива, при котором достигается наименьший удельный эффективный расход топлива;

$B-B$ — часовой расход, при котором достигается максимальная мощность двигателя;

$C-C$ — наибольший часовой расход топлива, допускающий бездымное горение.

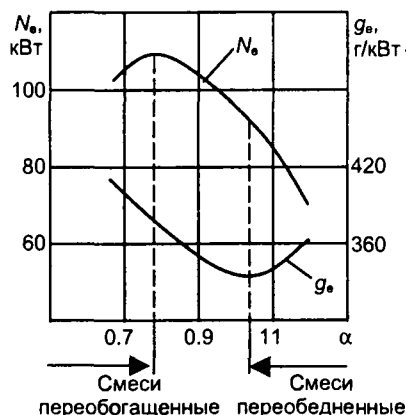


Рис. 12.1. Регулировочная характеристика карбюраторного двигателя

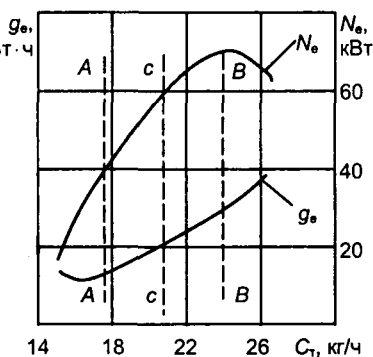


Рис. 12.2. Регулировочная характеристика тракторного дизельного двигателя

При часовом расходе топлива правее сечения $C-C$, например, тракторного дизеля, графики которого приведены на рис. 12.2, более 22,0 кг/ч, наблюдается полное сгорание, повышение тепловой напряженности и жесткости работы, сопровождаемых образованием нагара, закоксованием поршневых колец и снижением механического КПД.

Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания и углу опережения впрыска топлива устанавливают зависимость мощности двигателя, часового и удельного эффективного расхода топлива от угла опережения зажигания или угла опережения впрыска топлива на различных скоростных режимах рабо-

ты двигателя. Целевое назначение таких характеристик — установить закон изменения угла опережения зажигания или угла впрыска топлива от частоты вращения коленчатого вала двигателя для достижения необходимых удельного эффективного расхода топлива и мощности двигателя.

12.3. Скоростная характеристика

Внешняя скоростная характеристика есть зависимость мощности, крутящего момента, часового и удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала при установке рычага подачи топлива в положение максимальной подачи или полностью открытой дроссельной заслонки.

На типичной внешней скоростной характеристике (рис. 12.3) выделяют следующие скоростные режимы: $n_{\min}$ — минимальный скоростной режим, при котором двигатель работает устойчиво; n_{Me} — соответствующий максимальному крутящему моменту; n_{ge} — при котором минимальный удельный эффективный расход топлива; N_e — соответствующий максимальной эффективной мощности; N_{en} — соответствующий номинальной эффективной мощности; n_{xx} — холостого хода при работе двигателя с регулятором; $n_{разн}$ — при котором вся индикаторная мощность расходуется в двигателе.

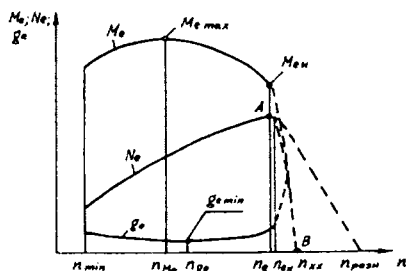


Рис. 12.3. Внешняя скоростная характеристика двигателя

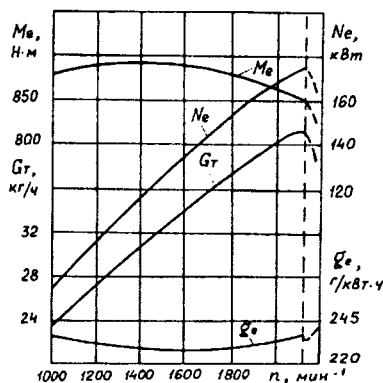


Рис 12.4. Внешняя скоростная характеристика дизеля ЯМЗ-238

Участок характеристики АВ, изображенный штрихпунктирными линиями, соответствует работе двигателя на регуляторной ветви.

Все двигатели имеют устройство, ограничивающее максимальную, «разностную» частоту вращения коленчатого вала $n_{\text{разн}}$, что исключает интенсивный износ двигателя и даже аварийный отказ в работе. Внешняя скоростная характеристика позволяет оценивать динамические свойства двигателя, его топливную экономичность и КПД. Важным показателем внешней скоростной характеристики является коэффициент приспособляемости двигателя K , определяемый по зависимости:

$$K = \frac{M_{e_{\max}}}{M_{\text{ен}}}, \quad (12.1)$$

где $M_{e_{\max}}$ — максимальный крутящий момент; $M_{\text{ен}}$ — крутящий момент при номинальной мощности.

Коэффициент приспособляемости характеризует способность двигателя преодолевать временно возросшее сопротивление. Значения K находятся в следующих пределах: для карбюраторных двигателей $K = 1,30 \dots 1,40$; для дизелей $K = 1,10 \dots 1,15$. Следовательно, дизельные двигатели имеют незначительную приспособляемость.

На рис. 12.4 в качестве образца приведена внешняя скоростная характеристика дизеля ЯМЗ-238 без наддува. Минимальный удельный эффективный расход топлива при работе двигателя на внешней скоростной характеристике $g_e = 228$ г/кВт·ч. Максимальный крутящий момент достигается при частоте вращения коленчатого вала $n_e = 1500$ мин⁻¹, ориентировочно $0,7 n_{\text{ен}}$. Коэффициент приспособляемости не менее 1,16.

Зависимости N_e , M_e , G_e , g_e от частоты вращения коленчатого вала при различных (частичных) положениях рычага подачи топлива или дроссельной заслонки называются частичными скоростными характеристиками. При переводе на частичные режимы работы карбюраторного двигателя оператор, изменяя положение дроссельной заслонки, изменяет количество горючей смеси, поступающей в цилиндр, а при переводе на частичный режим работы дизеля — изменяется цикловая подача топлива. Это принципиальное отличие в управлении двигателями оказывает значительное влияние на характер изменения показателей двигателя при различных частичных режимах работы.

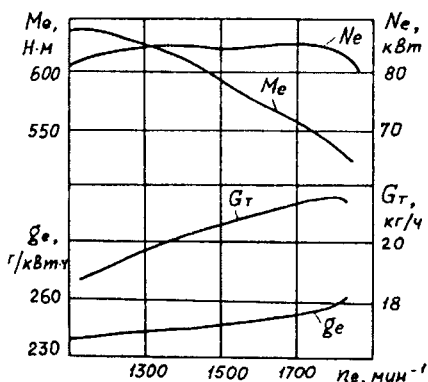


Рис. 12.5. Внешняя скоростная характеристика ДПМ СМД-18Н

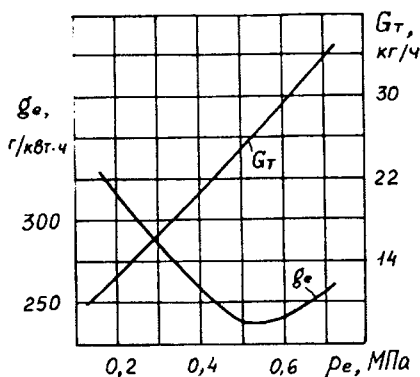


Рис. 12.6. Нагрузочная характеристика ЯМЗ-236 (при $n_e = 2100$ мин⁻¹)

Внешняя скоростная характеристика двигателя постоянной мощности (ДПМ). Неудовлетворительная приспособляемость дизеля к повышению нагрузки стимулирует поиск способов повышения коэффициента приспособляемости. Лучшие дизельные двигатели мирового дизелестроения имеют коэффициент приспособляемости 1,8...2,0. Мощность двигателя с коэффициентом приспособляемости более 1,4 практически остается постоянной в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала (рис. 12.5). Такой двигатель обычно называют двигателем постоянной мощности (ДПМ). Высокая приспособляемость ДПМ в определенной мере обеспечивает автоматическое регулирование крутящего момента в широком диапазоне, что позволяет уменьшить количество переключений передач в трансмиссии и снизить утомляемость оператора или обеспечить работу дизеля в зоне минимального удельного эффективного расхода топлива, тем самым увеличить топливную экономичность. Повышение приспособляемости дизеля достигается регулируемой или настроенной на максимальный крутящий момент системой турбонаддува и устройством корректора всережимного регулятора частоты вращения, обеспечивающего увеличение цикловой подачи топлива при снижении частоты вращения коленчатого вала. Установка ДПМ на лесотранспортных машинах приводит к повышению их тягово-скоростных свойств, снижению удельного

расхода топлива, отнесенного к единице выполненной работы и к улучшению условий труда оператора.

12.4. Нагрузочная характеристика

Нагрузочной характеристикой или характеристикой по нагрузке называют зависимость основных показателей двигателя от показателя нагрузки: мощности, крутящего момента, среднего эффективного давления. Исходные данные получают на тормозном стенде на нескольких скоростных режимах, при постоянной частоте вращения коленчатого вала. Перед торможением двигателя устанавливают наивыгоднейший для каждого режима угол опережения зажигания или угол впрыска топлива, а также прогревают двигатель до оптимального теплового режима. Постоянный скоростной режим поддерживается изменением цикловой подачи или открытием дроссельной заслонки. Нагрузочные характеристики могут быть построены по имеющимся внешним и частичным скоростным характеристикам. На рис. 12.6 приведена характеристика автомобильного дизеля, характеризующая зависимость удельного эффективного расхода и часового расхода топлива от среднего эффективного давления. Следует отметить одну особенность графических зависимостей — удельный эффективный расход топлива резко увеличивается при снижении среднего эффективного давления, от которого, как известно, пропорционально зависят мощность и крутящий момент двигателя. Нагрузочная характеристика может быть представлена зависимостью коэффициента избытка воздуха α , расхода топлива G_r и g_e от мощно-

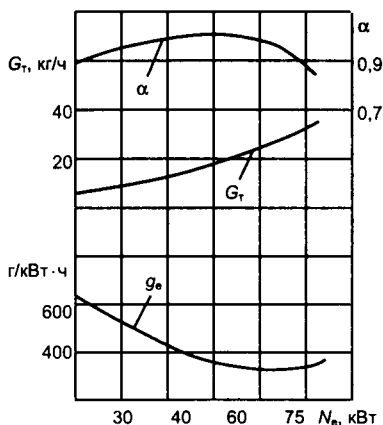


Рис 12.7. Нагрузочная характеристика ЗИЛ-131 (при $n_e = 2400 \text{ мин}^{-1}$)

сти двигателя (рис. 12.7). Здесь можно отметить, что удельный эффективный расход топлива у карбюраторного двигателя в диапазоне мощности 60...80% от номинальной изменяется незначительно. Такой характер изменения зависимостей удельного расхода топлива от нагрузки объясняется тем, что при изменении нагрузки у дизеля изменяется цикловая подача топлива, а у карбюраторного — количество горючей смеси.

13. РЕГУЛИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

13.1. Назначение системы регулирования

Частота вращения коленчатого вала и крутящий момент двигателя лесотранспортной машины могут изменяться лишь в строго определенных пределах, зависящих от его характеристик. Силы сопротивления движению лесотранспортной машины могут изменяться в широком диапазоне и довольно часто. При неизменном положении дроссельной заслонки карбюратора или стабильной цикловой подаче топлива изменчивость сил сопротивления приведет к соответственному изменению частоты вращения коленчатого вала. Такое нарушение равновесия движущих сил и сил сопротивления может привести к нарушению нормального рабочего процесса — перегрузка двигателя с сильным дымлением (неполное сгорание топлива), вплоть до остановки («заглохание») двигателя и повышения частоты вращения коленчатого вала до опасного предела по прочности деталей.

Для исключения указанных опасных режимов работы оператор должен отслеживать положением регулирующего органа изменчивость сил сопротивления. Однако у лесотранспортных машин период колебания низкочастотной составляющей сил сопротивления может находиться в диапазоне $0,3 \dots 0,5$ с при значительном изменении амплитуды. Так, силы сопротивления движению при движении трелевочного трактора с пачкой деревьев изменяются с частотой $2 \dots 3$ Гц, а амплитуда при преодолении единичных препятствий возрастает значительно. Отслеживание оператором воздействующих нагрузок на дизель с высокими частотами приводит к его утомляемости, а при частотах $2 \dots 3$ Гц он физиологически не успевает выполнять операции по изменению положения регулирующего органа. Для исключения отрицательных влияний подобных явлений при-

меняются регуляторы частоты вращения, поддерживающие скоростные рабочие режимы двигателя в заданных пределах.

Режим холостого хода, который создается в двигателе при его прогреве или кратковременных стоянках машины, характеризуется минимальной частотой вращения коленчатого вала, необходимой для обеспечения качественного протекания процессов смесяобразования. Устойчивая работа двигателя в таком режиме возможна только при равенстве индикаторной энергии и энергии на преодоление механических потерь двигателя. Условия устойчивой работы дизеля и карбюраторного двигателя отличаются.

У карбюраторного двигателя режим холостого хода достигается малым открытием дроссельной заслонки, при этом соответственно уменьшается коэффициент наполнения η_v , и количество топлива, поступающего в цилиндры. Известно, что среднее индикаторное давление p_i пропорционально коэффициенту наполнения, следовательно, при изменении частоты вращения коленчатого вала в небольших пределах, вызванном различными факторами, зависимости $\eta_v = f(n_e)$ и $p_i = f(n_e)$, построенные в определенном масштабе, совпадают (см. рис. 13.1), а зависимость среднего давления трения от частоты вращения коленчатого вала $p_r = f(n)$ имеет иной характер. При фиксированном положении дроссельной заслонки, соответствующем холостому ходу, устойчивый режим работы двигателя будет в точке пересечения $p_i = f(n)$ и $p_r = f(n)$. Изменение среднего давления (пунктирные линии на графике) под воздействием неустойчивости теплового режима двигателя или незначительное отклонение частоты вращения коленчатого вала под влиянием каких-либо факторов (износа сопряжений привода управления дроссельной заслонки, качества смеси, изменения теплового состояния) от n_2 до n_3 приведет к нарушению равенства индикаторной энергии и энергии, необходимой для преодоления механических потерь, а следовательно, двигатель будет стремиться вернуться к скоростному режиму n_1 . Из этого следует, что карбюраторный двигатель на холостом ходу работает устойчиво без дополнительных регулирующих устройств.

У дизельного двигателя холостой ход обеспечивается цикловой подачей топлива Δg , которая весьма незначительно изменяется под воздействием изменения частоты вращения дизеля, пропорционально $\Delta g = f(n)$ изменяется $p_i = f(n)$. Построения в соответствующих масштабах графики этих зависимостей совпадают (см. рис. 13.1, б).

Графическая зависимость $p_m = f(n)$ имеет меньшую крутизну чем $p_i = f(n)$. Поэтому, если среднее давление трения изменится под влиянием изменения теплового режима дизеля (пунктирные линии на графике) или незначительные колебания рабочего процесса изменяют среднее индикаторное давление, то пределы варьирования частоты вращения ($n_2 \dots n_3$) становятся значительными, а режим работы дизеля будет неустойчив. Следовательно, у дизельных двигателей необходимо регулировать минимальную частоту вращения.

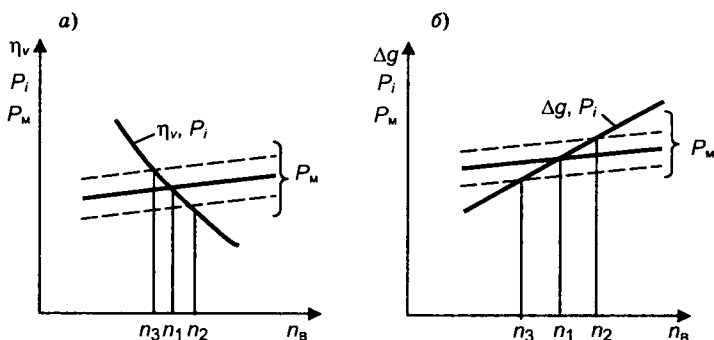


Рис. 13.1. Изменения показателей двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала:
 а — карбюраторный двигатель; б — дизельный двигатель

Большое сопротивление впускной системы карбюраторного двигателя приводит к резкому снижению крутящего момента при значительном увеличении частоты вращения коленчатого вала, что исключает возникновение опасных ситуаций, связанных с разрушением деталей и отказов в работе механизмов и систем двигателя. Однако с целью уменьшения износа двигателя и нормирования максимальной частоты вращения коленчатого вала карбюраторные двигатели оснащаются ограничителем максимальной частоты вращения.

Характер изменения крутящего момента по внешней характеристике дизеля указывает на возможность увеличения частоты вращения коленчатого вала, при которой нарушатся рабочие процессы и возрастет нагруженность деталей от сил инерции. Следовательно, у дизельных двигателей должны быть регуляторы, ограничивающие максимальную частоту вращения.

Анализ регулировочной характеристики по составу смеси (см. рис. 12.2) показывает, что ограничение максимальной частоты вращения коленчатого вала дизеля необходимо для нормального протекания рабочих процессов, бездымного горения, снижения удельного эффективного расхода топлива.

13.2. Регуляторы частоты вращения коленчатого вала

Классификация регуляторов частоты вращения проводится по ряду классификационных признаков: по принципу действия: центробежные, пневматические, комбинированные и др.; по числу регулируемых режимов работы разделяются на одно-, двух- и всережимные.

На дизельных двигателях лесотранспортных машин применяются центробежные всережимные регуляторы частоты вращения. Карбюраторные двигатели автомобилей, применяемых на вывозке древесины, оснащаются однорежимным регулятором — центробежным ограничителем частоты вращения коленчатого вала, состоящим из центробежного датчика и исполнительного пневматического механизма диафрагменного типа, действие которого основано на использовании разрежения во впускном патрубке, изменяющимся в зависимости от частоты вращения и нагрузки.

В перспективе на дизельных двигателях лесотранспортных машин могут устанавливаться двухрежимные регуляторы частоты вращения. Массовое применение на автотракторных дизелях отечественного производства нашли всережимные регуляторы частоты вращения коленчатого вала, обеспечивающие устойчивую работу дизеля на всех скоростных режимах: холостого хода, максимальном и промежуточном режимах. Такой регулятор обеспечивает поддержание скоростного режима работы двигателя, заданного оператором, при изменении нагрузки от минимальной до номинального крутящего момента дизеля. Всережимные регуляторы частоты вращения повышают производительность и надежность машины, улучшают топливную экономичность и снижают утомляемость оператора.

Принципиальная схема всережимного регулятора частоты вращения коленчатого вала приведена на рис. 13.2. Оператор может задать любой скоростной режим работы путем соответствующего нажатия на пружину 3 через рычаг 5 и тягу 6. Грузы, установленные на вал регулятора, который приводится во вращение от шестерен распределения, своими выступами упираются в муфту 2, связанную с рейкой насоса через рычаг 4 и нагруженной пружиной 3. При установившемся скоростном режиме существует равновесие между центробежной силой грузов и приведенной к оси вала регулятора силой сжатой пружины. Уменьшение или увеличение частоты вращения коленчатого вала, вызванное изменением нагрузки при фиксированном органе управления подачей топлива, будет сопровождаться нарушением равновесного состояния между центробежной силой и силой сжатой пружины. Преобладающая из этих сил сместит муфту 2 с рейкой насоса на изменение цикловой подачи топлива, что приведет к восстановлению скоростного режима двигателя, заданного водителем. Такая система регулирования частоты вращения коленчатого вала позволяет поддерживать скоростной режим постоянным при переменных силах сопротивления, воздействующих на двигатель.



Рис. 13.2. Принципиальная схема всережимного регулятора частоты вращения коленчатого вала:

1 — грузик; 2 — муфта; 3 — пружина;
4, 5 — рычаги; 6 — тяга

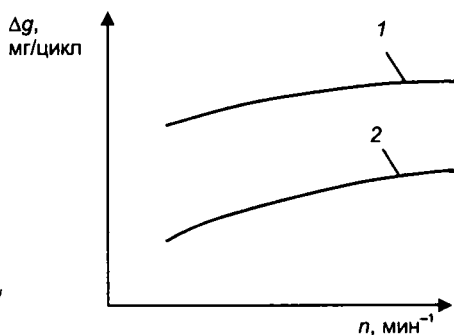


Рис. 13.3. Характеристики топливного насоса высокого давления:

1 — полная подача;
2 — частичная подача

Цикловая подача топлива при фиксированном положении рейки топливного насоса незначительно снижается с уменьшением частоты вращения коленчатого вала (рис. 13.3), а наполнение цилиндров свежим зарядом воздуха увеличивается. Такое несоответствие приводит к неудовлетворительному протеканию $p_e = f(n)$, очень плохой приспособляемости дизеля. Устранить его можно увеличением цикловой подачи при снижении частоты вращения, вызванного увеличением нагрузки.

Для улучшения характеристики топливного насоса и протекания зависимости $p_e = f(n)$ всережимные регуляторы частоты вращения коленчатого вала имеют корректоры подачи топлива. Снижение частоты вращения коленчатого вала за счет возрастания нагрузки, при полной подаче топлива, сопровождается увеличением цикловой подачи топлива корректором всережимного регулятора.

14. ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

14.1. Внешние силы, действующие на машину

В общем случае движения на лесную машину действуют силы сопротивления: качению — P_f , подъему — P_i , инерции — P_j , воздушной среды — P_w , перемещению прицепов или волочащихся деревьев — $P_{кр}$.

Сила сопротивления качению возникает на поверхности контакта колеса или гусеницы с полотном пути.

При качении колеса вследствие деформации опорной поверхности и шины возникает сила сопротивления качению. При расположении жесткого колеса на деформированной поверхности (рис. 14.1а) происходит углубление. При этом вес, действующий на колеса, и реакция опорной поверхности совпадают по вектору и уравнивают друг друга. В процессе качения колесо подминает под себя грунт и позади него остается след — колея, рис. 14.1б. Равнодействующая реакций грунта Z смещена с вертикальной оси и вынесена вперед на некоторое расстояние a . Тогда сила T , возникающая под действием крутящего момента M_k , и возникающая касательная реакция опорной поверхности образуют момент силы $P_f \cdot b$. Тогда можно заменить:

$$G_k \cdot a = P_f b. \quad (14.1)$$

Принимая $b \cong zd$, получаем

$$P_f = \frac{a}{r_d} G_k. \quad (14.2)$$

Отношение $\frac{a}{r_d}$ в теории машин называют коэффициентом сопротивления качению f .

Или:

$$f = \frac{a}{r_d} = \frac{T}{2} = \frac{P_f}{G_k}, \quad (14.3)$$

где r_d — динамический радиус колеса.

При движении машины по горизонтальному участку пути сопротивление качению колеса P_f определяется по формуле:

$$P_f = fG_k. \quad (14.4)$$

Сила сопротивления качению колесной машины равна:

$$P_f = \sum Zf = Gf, \quad (14.5)$$

где Z — нормальные опорные реакции на оси машины; f — коэффициент сопротивления качению колес машины; G — вес груженой машины.

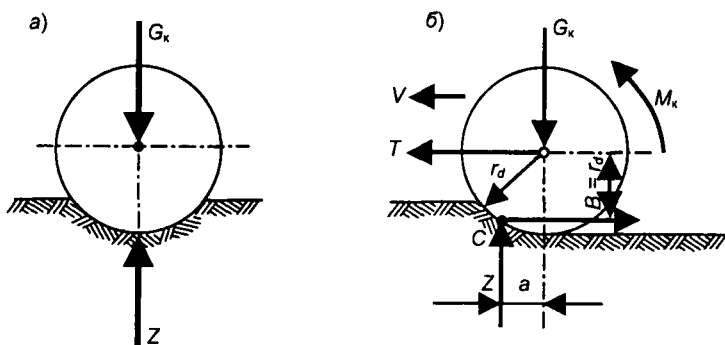


Рис. 14.1. Взаимодействие ведомого колеса с деформируемой опорной поверхностью:

a — неподвижного; *б* — движущегося

Силы сопротивления качению гусеничного трактора суммируются из сил преодоления трения в движителе и силы затрачиваемых на нормальную к опорной поверхности деформацию почво-грунта (рис. 14.2):

$$P_f = T + \frac{M_{rk}}{r_d}, \quad (14.6)$$

где T — горизонтальная составляющая равнодействующей реакции почвы на лобовой участок гусениц при движении по деформирующейся поверхности; M_{rk} — момент от сил трения опорных катков и в элементах звеньев гусеницы.

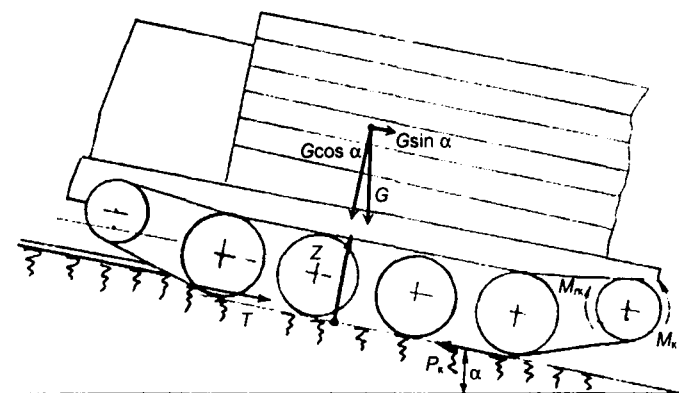


Рис. 14.2. Силы, действующие на трелевочный трактор

Сила сопротивления качению гусеничного трактора определяется по аналогии с колесной машиной:

$$P_f = fG, \quad (14.7)$$

где G — вес трактора с грузом.

Сила сопротивления движению на подъем возникает при преодолении машиной подъемов дороги или волока, которые характеризуются углом подъема α или величиной подъема i (в промилле). Величина подъема определяется отношением превышения H к заложению S (рис. 14.3).

Для определения силы сопротивления движению на подъем вес машины G можно разложить на две составляющие:

касательную к поверхности пути

$$P_i = G \sin \alpha \quad (14.8)$$

и нормальную составляющую

$$N_i = G \cos \alpha. \quad (14.9)$$

Лесовозные автопоезда в основном эксплуатируются на дорогах, где углы подъемов не превышают 10° , а трелевочные тракторы — при $\alpha < 22^\circ$. Если углы $\alpha < 10^\circ$, то можно принимать $\cos \alpha = 1,0$; $\sin \alpha \approx \tan \alpha \approx i$ и силу сопротивления подъему находить по формуле:

$$P_i = Gi,$$

где i — подъем, ‰.

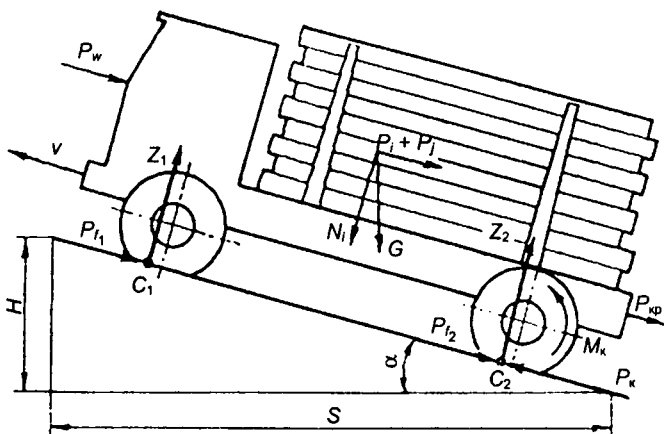


Рис. 14.3. Силы, действующие на лесовозный автомобиль

Уменьшение нормальной составляющей веса машины при ее движении на подъем отражается на силе сопротивления качению, которую в этом случае определяют по уравнению:

$$P_f = Gf \cos \alpha. \quad (14.10)$$

Сила сопротивления дороги. Коэффициент сопротивления качению f и уклон i определяют свойства дороги. Поэтому в теории движения колесных и гусеничных машин введено понятие сопротивления дороги P_ψ :

$$P_\psi = P_f \pm P_i (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) \cong G(f \pm i) = G\psi, \quad (14.11)$$

где ψ — коэффициент сопротивления дороги.

Сила инерции возникает в процессе разгона масс, совершающих поступательное и вращательное движения. Обозначив через G полный вес машины, найдем силу инерции массы, совершающей поступательное движение:

$$P_{jn} = \frac{G}{g} j, \quad (14.12)$$

где j — ускорение машины; g — ускорение свободного падения.

Влияние вращающихся масс на силу инерции машины определено по формулам приведения моментов их инерции к поступательной скорости движения, но в студенческих расчетах можно учитывать коэффициент учета вращающихся масс δ .

Тогда сила инерции определяется так:

$$P_j = \frac{G}{g} j \delta_a. \quad (14.13)$$

Коэффициент δ_a определяется по эмпирическим формулам

$\delta_a = 1,04 + 0,05 i_{\text{тр}}^2$ — для автомобиля;

$\delta_a = 1,2 + 0,002 i_{\text{тр}}^2$ — для гусеничных тракторов,

где $i_{\text{тр}}$ — передаточное число трансмиссии.

Сила сопротивления воздушной среды, или сила аэродинамического сопротивления, начинает существенно препятствовать движению машины на скоростях более 20...30 км/ч. Сила сопротивления воздушной среды определяется по формуле:

$$P_w = \frac{k F v^2}{13}, \quad (14.14)$$

где k — коэффициент обтекаемости транспортной системы, $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^4$; F — площадь проекции лобовой поверхности машины на плоскость перпендикулярную полотну пути (лобовая поверхность), м^2 ; v — скорость машины, км/ч.

Значения коэффициента обтекаемости для современных грузовых автомобилей и автопоездов находятся в пределах 0,6...1,0. Однако стволы деревьев и необрубленные сучья создают дополнительные аэродинамические сопротивления и, по данным исследований для лесовозных автопоездов $K = 2,8...3,0 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^4$. При выполнении расчетов площадь лобовой поверхности определяют по приближенной формуле:

$$F = 0,9 B H, \quad (14.15)$$

где B — колея машины; H — наибольшая высота машины с учетом высоты перевозимого груза.

Сила сопротивления движению прицепа или волочению пачки деревьев действует на лесовозные автопоезда и трелевочные тракторы. Сила тяги на крюке $P_{\text{кр}}$ этих машин имеет разную природу.

Сила, необходимая для буксировки прицепа или полуприцепа-ропуса, равняется сумме всех сопротивлений их перемещению. В общем случае этими сопротивлениями будут: сопротивления качению колес, сопротивления движению на подъем, сопротивление воздушной среды и инерции:

$$P_{\text{кр}} = (G_{\text{пр}} + Q_2) \left(f \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm \delta' \frac{l}{g} \right) + P_{\text{wp}}, \quad (14.16)$$

где $G_{\text{пр}}$ — вес прицепа или роспуска; Q_2 — нагрузка, приходящаяся на прицеп или роспуск; δ'_b — коэффициент учета вращающихся масс прицепа или роспуска; $P_{w \text{ пр}}$ — сила сопротивления воздушной среды, действующая на прицеп или полуприцеп-роспуск. При расчете силу сопротивления воздушной среды прицепа принимают около 20–25% от силы P_w , а для прицепа-роспуска равной нулю.

Трелевка леса в полупогруженном положении, когда часть веса пачки Q_1 находится на тракторе, а остальная часть Q_2 волочится по земле. При небольших скоростях движения трелевочных тракторов сопротивлением воздушной среды можно пренебрегать и считать, что сила сопротивления на крюке у трелевочных тракторов соответствует силе сопротивления волочению древесины по земле. Тогда:

$$P_{\text{кр}} = Q_2 \left(f \cos \alpha \pm \sin \alpha + \frac{j}{g} \right), \quad (14.17)$$

где f_n — коэффициент сопротивления волочению пачки древесины; Q_2 — вес волочащейся части пачки.

Для преодоления сил сопротивления движению к ведущим колесам машин от двигателя через трансмиссию подводится крутящий момент. Под действием крутящего момента колеса или гусеницы стремятся сдвинуть грунт назад, и на поверхности контакта возникает касательная реакция P_k , которая равняется силе, вызывающей движение машины.

Касательная реакция грунта действует на ведущие колеса или гусеницы и препятствует вращению колес и перематыванию гусеничных лент. На радиусе ведущего колеса r_d касательная реакция грунта создает момент сопротивления:

$$M_k = P_k r_d. \quad (14.18)$$

Крутящий момент M_k обычно во много раз превышает крутящий момент двигателей внутреннего сгорания. Поэтому в трансмиссиях лесных автомобилей и тракторов предусматриваются значительные передаточные числа $i_{\text{тр}}$, увеличивающие крутящий момент двигателя M_e . При передаче крутящего момента через трансмиссию и гусеничный движитель часть энергии переходит в энергию трения в зацеплениях шестерен, в подшипниках, перемешивания масла, качения опорных катков по беговым дорожкам

гусениц и т. д. Потери энергии в трансмиссии и гусеничном двигателе учитываются соответствующими КПД — $\eta_{тр}$, η_r . С учетом этих потерь и передаточного числа трансмиссии крутящий момент на валу двигателя при равномерном движении машины:

$$M_e = \frac{M_k}{i_{тр} \eta_{тр} \eta_r} = \frac{P_k r_d}{i_{тр} \eta_{тр} \eta_r} \quad (14.19)$$

или для колесной машины:

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{тр}}{r_d} \eta_{тр}; \quad (14.20)$$

для гусеничной машины:

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{тр}}{r_d} \cdot \eta_{тр} \eta_r. \quad (14.21)$$

Касательная реакция грунта является суммой сопротивлений движению машины, которые определяют возможность движения конкретной машины в тех или иных условиях. Поэтому при выборе параметров двигателя и трансмиссии лесной машины придется анализировать баланс действующих на нее внешних и внутренних сил.

14.2. Тяговый баланс лесной машины

Спроектируем на плоскость движения все силы сопротивления и касательную реакцию или касательную силу тяги. Получим тяговый баланс машины:

$$P_k = P_f \pm P_i \pm P_j + P_w + P_{кр} = P_\psi \pm P_j + P_w + P_{кр}. \quad (14.22)$$

Уравнение (14.22) называется уравнением тягового баланса машины. Формулу (14.22) можно трансформировать для различных лесотранспортных систем:

для одиночного автомобиля:

$$\begin{aligned} P_k &= G f_1 \cos \alpha \pm G \sin \alpha \pm G \frac{\delta}{g} j + \frac{K_b F v^2}{13} = \\ &= G \left(f_1 \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm \delta \frac{j}{g} \right) + \frac{K_b F v^2}{13}; \end{aligned} \quad (14.23)$$

для лесовозного автопоезда с прицепом-ропуском:

$$P_k = (G + Q_1) \left(f_1 \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm \frac{j}{g} \delta_b \right) + \frac{K_b F v^2}{13} + \\ + (G_{np} + Q_2) \left(f_2 \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm \frac{j}{g} \delta'_b \right); \quad (14.24)$$

для трелевочного трактора при трелевке пачки леса в полупогруженном положении:

$$P_k = (G + Q_1) \left(f_1 \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm \frac{j}{g} \delta_b \right) + \\ + Q_2 \left(f_2 \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm \frac{j}{g} \right), \quad (14.25)$$

где f_1 — коэффициент сопротивления качению тягача; f_2 — коэффициент сопротивления качению прицепа или волочащейся части пачки; Q — общий вес груза (пачки деревьев); Q_1 — вес части пачки, нагружающей раму тягача; Q_2 — вес части пачки, размещенной на прицепе или волочащейся по земле.

14.3. Сила сцепления движителя с опорной поверхностью

Касательная сила тяги P_k может быть реализована лесотранспортной машиной только при необходимом сцеплении движителя с опорной поверхностью. Потеря сцепления движителей лесных машин является одной из основных причин нарушения нормальной работы лесосечной и лесотранспортной техники. Предельная сила сцепления колес или гусениц с грунтом $P_{сц}$ определяется физико-механическими свойствами грунта, параметрами, конфигурацией и состоянием протектора шин, конструкцией звеньев гусеницы, а также нормальной реакцией опорной поверхности на ведущие органы машины. В общем виде силу сцепления $P_{сц}$ описывают уравнением:

$$P_{сц} = \phi G_{сц}, \quad (14.26)$$

где $G_{сц}$ — сцепной вес (сумма нормальных реакций грунта на ведущие органы машины); ϕ — коэффициент сцепления движителя с опорной поверхностью.

У неполноприводных автомобилей и тракторов сцепной вес выражают через коэффициент сцепного веса $K_{\text{сч}}$, представляющий отношение сцепного веса к полному весу машины или автопоезда.

Ориентировочно сцепной вес может быть определен для машины с колесной формулой 4К2 и 6К4:

$$G_{\text{сч}} = (0,60—0,75)G_{\text{т}}, \quad (14.27)$$

а для полноприводных колесных машин и гусеничных тракторов

$$G_{\text{сч}} = G_{\text{т}},$$

где $G_{\text{т}}$ — полный вес машины с грузом.

При трелевке пачки трактором в полупогруженном положении в сцепной вес входит вес трактора и вес части пачки, размещенной на тракторе Q_1 .

Для определения силы сцепления P_{ϕ} производится динамометрирование автомобиля или трактора при заторможенном двигателе специальными динамометрическими машинами, устройство которых и методика динамометрирования приведены в учебном пособии*.

В настоящее время разработан целый ряд технических решений по улучшению сцепных свойств гусеничных и колесных движителей. Так как сила трения металла или резины о грунт при прочих равных условиях меньше силы внутреннего трения между частицами грунта, гусеницы и колеса снабжаются выступами — грунтозацепами. В этом случае сила сцепления в основном определяется силой трения грунтовых кирпичиков, заключенных между грунтозацепами и грунтом.

Ухудшение сцепления пневматических колес с грунтом заставляет надевать на них цепи противоскольжения или запрессовывать в протектор металлические шипы. Указанные мероприятия положительно сказываются на сцеплении колес с поверхностью обледеневших дорог, а также с влажным и рыхлым грунтом при наличии близлежащего твердого подстилающего слоя.

Условия движения машины. Движение лесотранспортной машины возможно при выполнении следующих «условий движения»:

$$P_{\text{сч}} \geq P_{\text{к}} \geq \Sigma P_{\text{сопр}}. \quad (14.28)$$

Если сила тяги P_k больше силы сцепления $P_{сц}$, то наступает ограничение по сцеплению, сдвиг и срез почво-грунта, то есть буксование.

Если сила тяги P_k больше ΣP сопротивлений, то возникает ограничение по тяге двигателя.

При $P_{сц} = \Sigma P_{сопр}$ машина находится в состоянии равномерного движения или неподвижном положении.

14.4. Действительная скорость и буксование движителя

При отсутствии буксования движителя расчетная или теоретическая скорость движения v , соответствующая определенной частоте коленчатого вала двигателя определяется по формуле:

$$v_T = \frac{2\pi \cdot n_e \cdot r_d \cdot 3,6}{60 i_{тр}} \approx 0,377 \frac{r_d n_e}{i_{тр}}, \text{ км/ч,} \quad (14.29)$$

где n_e — частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} ;
 r_d — динамический радиус ведущего колеса, м.

Передаточное число трансмиссии определяется для каждой передачи.

Действительный путь лесотранспортной машины l_d , который она проходит за один оборот колеса, не соответствует теоретическому пути l_t , равному длине окружности профиля шины или длине делительной окружности ведущего колеса (звездочки) гусеничного трактора.

Несоответствие l_t и l_d или несоответствие теоретической v_t и действительной v_d скоростей машин получило название буксования, которое принято оценивать безразмерным показателем — коэффициентом буксования:

$$\delta_6 = \frac{l_t - l_d}{l_t} = \frac{v_t - v_d}{v_t} \quad (14.30)$$

или в процентах:

$$\delta_6 = \frac{v_t - v_d}{v_t} \cdot 100.$$

Изучая следы колес или гусениц, оставленные на мягком грунте, можно заметить четкие отпечатки рисунка протектора

или почвозацепов и сделать вывод, что причиной буксования не обязательно является проскальзывание движителя по земле. В этом случае одной из причин буксования следует считать деформацию грунта и шины колеса.

14.5. Мощностной баланс машины

Эффективность работы лесотранспортной машины во многом определяется эффективной мощностью двигателя и отбором мощности на преодоление сил сопротивления движению.

Аналитическое определение мощности двигателей лесных машин имеет большое практическое значение. Во время работы машины часть мощности ее двигателя подводится к грунту, где возникает касательная сила тяги, обеспечивающая движение автомобиля или трактора с действительной скоростью v_d . По аналогии тяговому балансу можно составить мощностной баланс или баланс мощности:

$$N_e = N_T + N_f \pm N_i + N_w \pm N_j + N_{кр} + N_\delta, \quad (14.31)$$

где N_T — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивлений трения в трансмиссии; N_f , N_j , N_w , N_j , $N_{кр}$ — мощность, отбираемая соответственно на преодоление сопротивлений: качения, уклона, воздушной среды, инерции, на буксирование прицепа или волочение деревьев; N_δ — мощность, теряемая в процессе буксования ведущих органов.

При незначительном буксовании N_δ можно пренебречь, а потери мощности в трансмиссии принято учитывать КПД трансмиссии $\eta_{тр}$, тогда:

$$N_{кр} = N_e \eta_{тр} = N_f \pm N_i \pm N_j + N_w + N_{кр}. \quad (14.32)$$

Составляющие мощностного баланса для скорости движения машины v определяются по формулам:

$$N_f = \frac{P_f v}{36} = G f v; \quad (14.33)$$

$$N_i = \frac{P_i v}{36} = \frac{G \sin \alpha v}{36}; \quad (14.34)$$

$$N_j = \frac{P_j v}{36} = \frac{G}{g} j \delta_v v; \quad (14.35)$$

$$N_w = \frac{P_w \cdot v}{3,6} = \frac{KFv^3}{3,6 \cdot 13}; \quad (14.36)$$

$$N_{кр} = \frac{P_{кр} v}{3,6}. \quad (14.37)$$

В формулах (14.33–14.37) мощность получается в кВт при силе в кН, а скорости в км/ч.

Для гусеничного трактора учитываются также потери в гусеничном двигателе — КПД гусеничного двигателя η_* .

14.6. Тяговые и динамические характеристики машин

Расчет и анализ тяговых скоростных и сцепных свойств машин выполняются при проектировании новых и модернизации существующих машин с целью определения основных технических параметров, для определения эксплуатационных показателей, если условия их работы существенно отличаются от тех, для которых рассчитаны машины. Кроме того, основные уравнения тягового и мощностного расчета используются в методиках технико-экономического обоснования оптимальных параметров лесосечных и лесотранспортных машин и при решении других задач.

Уравнение тягового баланса позволяет оценить тяговые и скоростные качества существующих машин. Для этого по экспериментальным данным или расчетным путем строят графики текущего значения силы тяги P_k в зависимости от скорости движения машины v_k (см. рис. 14.4). Эти графики носят название **т я г о в о - с к о р о с т н ы х х а р а к т е р и с т и к**.

В основу построения тяговых характеристик положена кривая крутящего момента двигателя. Пользуясь выражением (14.21), находят значения P_k для каждой данной частоты вращения двигателя. Соответствующая этой частоте вращения расчетная скорость v_k определяется при отсутствии буксования по соотношению (14.29).

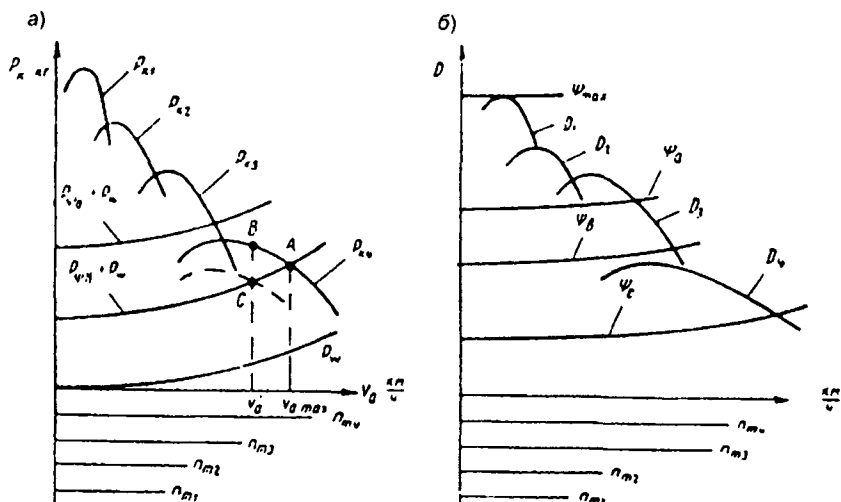


Рис. 14.4. Тяговые и динамические характеристики автомобиля

На рис. 14.4а изображены тяговые характеристики для автомобиля с четырехскоростной коробкой передач.

Если $P_{kp} = 0$, то сумма всех сил сопротивления сводится к $P_\psi + P_w$. Внизу графика приведена зависимость P_w от v_a . Для некоторых значений коэффициента суммарного сопротивления дороги ψ_a, ψ_β и т. д. из графика проведены кривые $P_\psi + P_w$.

Точки пересечения кривых $P_\psi + P_w$ с P_k показывают, что при скорости v_a , соответствующей этим точкам, происходит равномерное движение машины. Так, точке А соответствует такое движение машины на IV передаче с максимальной скоростью для данных значений $P_\psi + P_w$.

При $P_k > P_\psi + P_w$, (точка В) имеется запас силы тяги (отрезок ординаты ВС), который может быть использован для преодоления больших сопротивлений движению или на разгон машины.

Если необходимо сохранить скорость v_a неизменной при движении на той же IV передаче, водитель должен снизить подачу топлива, пока кривая P_{k4} не пересечет кривую $P_\psi + P_w$ при той же скорости v_a .

Очевидно, если сопротивление движению вырастет (кривая $P_{\psi} + P_w$), силы тяги на IV передаче не хватит и водитель должен перейти на более низкую передачу.

Однако графики тяговых характеристик, дающие наглядное представление о тягово-скоростных качествах данной машины, неудобны при сравнении динамических качеств нескольких машин.

Все составляющие суммарного сопротивления движению, за исключением P_w , зависят от веса машины, поэтому абсолютное значение P_k безотносительно к весу машины не может характеризовать тяговые и динамические возможности машины.

В связи с этим в теории автомобиля вводится понятие динамический фактор автомобиля, предложенное академиком Е. А. Чудаковым.

Уравнение тягового баланса (для случая $P_{кр} = 0$)

$$P_k = P_{\psi} + P_w + \delta \frac{G_a}{g} j$$

можно представить в следующем виде:

$$\frac{P_k - P_w}{G_a} = \frac{P_{\psi} + \delta \frac{G_a}{g} j}{G_a} = \psi + \frac{\delta}{g} j = D, \quad (14.38)$$

где D — динамический фактор.

При небольшой скорости движения, которая характерна для лесовозных машин, когда можно пренебречь величиной P_w , уравнение (14.38) принимает следующий вид:

$$D = \frac{P_k}{G_a} = \psi + \frac{\delta}{g} j. \quad (14.39)$$

Это уравнение наглядно показывает смысл введенного безразмерного параметра D .

Динамический фактор — это сила тяги, приходящаяся на единицу веса машины.

При определении динамического фактора для автопоезда вместо G_a — веса автомобиля-тягача, следует подставлять вес автопоезда, при этом коэффициент δ должен учитывать влияние вращающихся масс не только автомобиля, но и прицепов. Из предыдущего очевидно, что динамический фактор зависит от рейсовой

нагрузки и уменьшается при ее увеличении. Для случая равномерного движения автомобиля или автопоезда:

$$D = \psi. \quad (14.40)$$

На основании тяговых характеристик (см. рис. 14.4а), найдя разность $P_k - P_w$ и отнеся ее к весу машины или автопоезда, можно построить графики зависимости динамического фактора от скорости движения (см. рис. 14.4б).

На этом же рисунке в масштабе D построены кривые изменения ψ в зависимости от v_k . При увеличении скорости коэффициент сопротивления движению f обычно также несколько увеличивается, что отражает форма кривых ψ .

У существующих грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности наибольшие значения динамического фактора находятся в следующих пределах: для I передачи 0,32–0,42; для прямой передачи 0,05–0,06.

Примеры расчета и анализа тяговых и динамических характеристик лесотранспортных машин приведены в приложении.

15. ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА

15.1. Показатели тормозных свойств

С повышением интенсивности движения и общего веса лесотранспортных систем возрастают требования к эффективности и безопасности торможения. Тягово-скоростные и тормозные свойства лесотранспортных машин связаны между собой. Чем выше скорость движения машины, тем эффективнее должны быть ее тормозные свойства. Следовательно, безопасность движения и производительность в большей мере зависят от тормозных свойств лесотранспортной машины.

Тормозная система предназначена для снижения скорости и полной остановки лесотранспортной машины, а также для удержания ее на уклоне. Торможение представляет собой искусственное создание сопротивления движению тормозными механизмами, а иногда и подключением трансмиссии с двигателем. Кинетическая энергия машины в процессе торможения поглощается силами трения, возникающими в тормозе, и преобразуется в тепло.

К показателям тормозных свойств относятся: замедление при торможении, тормозной путь и время торможения. Наибольшее значение имеют замедление при торможении и тормозной путь. Рассмотрим торможение колеса, оборудованного тормозным механизмом, вращающегося с частотой n , на которое действует вес Z_k . В процессе торможения колодки прижаты к барабану силами P_1 и P_2 (рис. 15.1), а между фрикционными накладками и барабаном возникают силы трения X_1 и X_2 . Тормозной момент этих сил $M_t = \Sigma X_i r$ противодействует вращению колеса. Заторможенное колесо стремится сдвинуть верхний слой грунта силой M_t/r_d . Со

стороны дороги на колесо действует такая же по величине сила — касательная реакция, называемая тормозной силой P_τ .

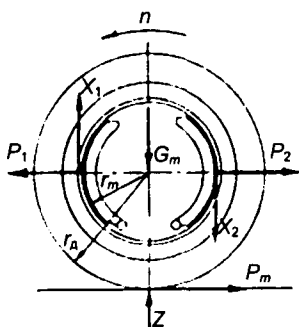


Рис. 15.1. Схема взаимодействия колеса с дорогой при торможении

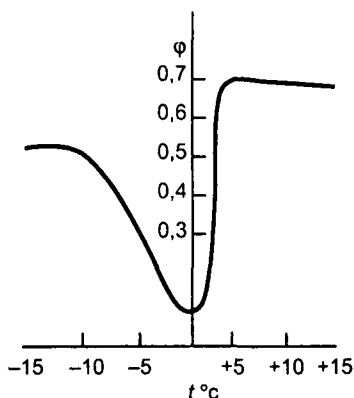


Рис. 15.2. Зависимость коэффициента сцепления от температуры

Замедление при торможении. На лесотранспортную машину воздействуют еще и силы сопротивления движению:

$$P_z = P_f + P_i + P_w + P_{кр}. \quad (15.1)$$

Сила инерции при торможении равна:

$$P_j = \frac{G_a}{g} j \delta_b.$$

Тогда уравнение движения лесотранспортной машины при торможении с отсоединенным двигателем можно записать:

$$j_\tau = -\frac{dv}{dt} = \frac{\Sigma P_\tau + P_z}{G_a \delta_b} g, \quad (15.2)$$

где j_τ — замедление; G_a — вес лесотранспортной системы; δ_b — коэффициент учета вращающихся масс.

При максимальном значении тормозной силы $P_{тм}$ будет максимальное замедление $j_{тм}$, которое ограничивается силой сцепления P_ϕ колеса с опорной поверхностью:

$$P_{тм} = P_\phi = \phi Z_k, \quad (15.3)$$

где ϕ — коэффициент сцепления.

Силой сопротивления воздушной среды P_w в режиме торможения можно пренебречь, а сила сопротивления качению входит в тормозную силу P_r . После подстановки выражения (15.3) в формулу (15.2) получим выражение для замедления по условию сцепления:

$$j_{\text{тм}} = \frac{g}{\delta_b} (\varphi k_t \cos \alpha \pm \sin \alpha), \quad (15.4)$$

где k_t — коэффициент тормозного веса, представляющий отношение веса лесотранспортной системы, приходящейся на колеса, оборудование тормозными механизмами к весу G_c .

Знак перед $\sin \alpha$ отражает влияние силы сопротивления подъема на показатели торможения, которая может способствовать торможению или уменьшить тормозную силу. У современных лесных машин все колеса оборудованы тормозными механизмами. Для таких машин выражение максимального замедления упрощается:

$$j_{\text{тм}} = \frac{g}{\delta_b} (\varphi \cos \alpha \pm \sin \alpha), \quad (15.5)$$

а на горизонтальном пути:

$$j_{\text{тм}} = \frac{g\varphi}{\delta_b}. \quad (15.6)$$

Из полученного выражения следует, что величина замедления зависит от коэффициента сцепления движителя с опорной поверхностью и коэффициента учета вращающихся масс.

Если сумма тормозных сил, создаваемых тормозными моментами M_r , превысит значение сил сцепления колес с дорогой, то возникает блокировка колес. В таком состоянии колесо не вращается, а только скользит по опорной поверхности. Установлено, что тормозная сила и коэффициент сцепления достигают максимального значения, когда заторможенное колесо значительно проскальзывает, но вращается. При блокировке колеса с доведением до юза исчезает трение между колодками и барабаном и поглощение кинетической энергии происходит не в тормозном механизме, а в зоне контакта шины с поверхностью пути, что приводит к снижению тормозной силы, местному нагреву и износу шины и возникновению потери устойчивости движения. Торможение «юзом» — исключительно опасный режим, особенно при скоростях движения выше 30...40 км/ч, который может

вызвать аварийную ситуацию с заносом и даже опрокидыванием автомобиля, поэтому при отсутствии опасности наезда лучше тормозить качением. Особенно опасно торможение «юзом» при температуре окружающего воздуха в диапазоне $+2...-7^{\circ}\text{C}$ (см. рис. 15.2), когда значение коэффициента сцепления резко снижается, а вращающиеся массы не поглощают кинетическую энергию и ($\delta_s = 1$), и замедление:

$$j_{\text{тн}} = \varphi g.$$

По величине замедления торможение может быть экстренным (аварийным) $j_t = 8,0...8,5 \text{ м/с}^2$ и служебным $j_t = 1,5...4,0 \text{ м/с}^2$.

Интенсивное торможение вызывает неприятные ощущения у водителя и пассажиров и даже возникает опасность травмирования, а также оно сопровождается повышенным износом тормозных механизмов и шин.

Замедление лесотранспортной системы используется в качестве оценочного показателя при диагностике тормозных систем. Для экспериментального определения замедления применяются приборы инерционного типа, называемые десельрометрами. Существует два типа десельрометров: одни указывают замедление машины в процентах от условного замедления, равного $9,4 \text{ м/с}^2$, другие отмечают достижение предельной нормы замедления. Для лесовозных автопоездов предельная норма находится в пределах $3,5...4,0 \text{ м/с}^2$.

Время торможения. Время торможения можно определить, используя замедление при торможении. На горизонтальном участке пути время торможения t до полной остановки лесотранспортной машины при любом замедлении определяется:

$$t = \frac{v}{3,6j}, \quad (15.7)$$

где v — скорость лесотранспортной машины в начале торможения, км/ч.

При торможении качением с максимальным замедлением и отключенным двигателем из формул (15.6) и (15.7) получим:

$$\frac{\varphi g}{\delta_s} = \frac{v}{3,6t},$$

тогда:

$$t = \frac{v\delta_s}{3,6\varphi g} = \frac{v\delta_s}{35\varphi}. \quad (15.8)$$

При торможении с доведением до «юза», когда колеса и трансмиссия не вращаются ($\delta_v = 1$):

$$t = \frac{v}{35\varphi}.$$

Тормозной путь. Тормозной путь — это путь, проходимый лесотранспортной машиной за время полного торможения, в течение которого замедление имеет максимальное значение. Выражение для вычисления теоретического минимального тормозного пути S_r может быть получено из условия постоянства замедления при торможении и равенства кинетической энергии лесотранспортной машины (системы) $\frac{mv^2}{2}$ и работы тормозной силы. Такое равенство можно представить так:

$$\frac{G_c v^2 \delta_v}{26g} = P_r S_r = \varphi G_c S_r$$

или

$$S_r = \frac{v^2 \delta_v}{26g\varphi} \approx \frac{v^2 \delta_v}{254\varphi}. \quad (15.10)$$

При торможении «юзом» ($\delta_v = 1$):

$$S_r = \frac{v^2}{254\varphi}. \quad (15.11)$$

Теоретический тормозной путь, как видно из формул (15.10) и (15.11), зависит только от квадрата скорости и коэффициента сцепления.

Теоретические зависимости для определения времени торможения и тормозного пути не учитывают техническое состояние подвижного состава, влияние веса лесотранспортной системы на распределение динамических нагрузок на оси и колеса в процессе торможения и ряд эксплуатационных факторов. В реальных условиях неравномерность размещения перевозимых грузов смещает центр тяжести лесотранспортной системы и изменяет распределение веса по осям, что приводит при интенсивном торможении к недоиспользованию силы сцепления отдельных осей и колес. Техническое состояние тормозных систем отдельных машин может значительно отличаться. Для повышения точности расчетов времени

торможения и тормозного пути вводят специальный коэффициент эффективности торможения K , который учитывает эксплуатационные факторы, техническое состояние подвижного состава и другие особенности условий торможения.

С учетом коэффициента эффективности торможения для случая торможения качением до полной остановки, формулы для определения времени торможения и тормозного пути будут иметь вид:

$$t = \frac{v \delta_b k_a}{35\phi}; \quad S_r = \frac{v^2 \delta_b k_a}{254\phi}. \quad (15.12)$$

Коэффициент условий эксплуатации для автомобилей по параметрам, близким к лесотранспортным, принимается 1,8...2,4. Следовательно, тормозной путь в основном зависит от скорости движения в начале торможения и коэффициента сцепления движителя с опорной поверхностью.

Отсчет тормозного пути начинается с момента достижения максимальных значений тормозных сил в тормозных механизмах, поэтому введен показатель оценки тормозных свойств машины, называемый остановочный путь.

Остановочный путь S_0 — это путь, пройденный лесотранспортной машиной от момента, когда водитель принял решение о торможении до полной остановки машины, определяемый по зависимости:

$$S_0 = \frac{(t_p + t_{cp})v}{3,6} \pm \frac{v^2 \delta_b k_a}{254\phi}, \quad (15.13)$$

где t_p — время реакции водителя (время перехода от зрительного восприятия к действию); $t_p = 0,15...0,3$ с — водитель подготовлен к быстрому восприятию опасности:

$$t_{cp} = t_1 + t_2 + t_3,$$

где t_1 — время действия (реакции) водителя; t_2 — время срабатывания тормозного привода; t_3 — время нарастания тормозной силы.

В реальных тормозных системах при быстром, ударном нажатии на педаль:

с гидравлическим приводом: $t_1 = 0,15...0,3$ с; $t_2 = 0,05...0,1$ с; $t_3 = 0,15...0,25$ с;

с пневматическим приводом: $t_1 = 0,15...0,3$ с; $t_2 = 0,2...0,4$ с; $t_3 = 0,4...0,8$ с.

Анализ выражения кинетической энергии, приведенного в левой части выражения (15.10), убеждает, что тормозная система является очень емким потребителем энергии двигателя и, следовательно, пользоваться ею необходимо предельно рационально.

Готовность тормозной системы к работе, тормозной и остановочный путь, максимальное замедление в большой мере зависят от состояния тормозной системы и особенно температуры тормозных механизмов. Например, установлено, что после непрерывного 10-минутного торможения температура тормозных колодок и барабана повышается до 250...350°C, коэффициент трения снижается, при этом увеличивается тормозной путь.

15.2. Условия достижения максимальной эффективности торможения

Эффективность торможения лесотранспортной машины достигается при следующих условиях:

- малом времени срабатывания тормозного привода;
- тормозной силе, развиваемой каждым тормозным механизмом пропорционально весу, действующему на колесо;
- торможение возможно на грани «юза», т. е. качением.

Решающее значение на эффективность торможения оказывает привод и принципы, положенные в основу его работы. Наиболее перспективным является комбинированный пневмогидравлический привод, сочетающий лучшие свойства пневматического и гидравлического приводов и имеет преимущества в сравнении с пневматическим по времени срабатывания тормозной системы. Он состоит из обычного гидравлического привода с пневматическим усилителем и устанавливается на автомобилях Уральского автозавода. Время срабатывания пневмогидравлического привода в 1,5...3,0 раза меньше пневматического. Надежность тормозной системы лесотранспортной машины значительно повышается с применением двух- и многоконтурных (или разделенных) приводов. Такие системы обеспечивают торможение при отказе в работе какого-либо элемента.

Работа привода должна обеспечивать действие тормозных механизмов таким образом, чтобы исключить набегание прицепа на

тягач или складывание автопоезда и, следовательно, возникновения опасных ситуаций. В основе принципа работы современных колесных лесотранспортных машин предусмотрено начало торможения прицепа несколько раньше, а оттормаживание — позже, чем тягача.

Максимальная эффективность торможения достигается при распределении тормозных сил в соответствии с нагрузкой на колеса и при необходимости почти полного использования коэффициента сцепления колес с грунтом. Совершенствование тормозных систем направлено на применение автоматических устройств, обеспечивающих оптимальную эффективность торможения в различных условиях эксплуатации и исключающих блокировку колес.

Оптимальное распределение тормозных сил и рациональное использование веса лесотранспортной системы достигаются автоматическим регулированием давления в тормозных камерах или тормозных цилиндрах в соответствии с величиной осевой нагрузки на колесо, зависящей от статической нагрузки и перераспределения масс при торможении. На автомобилях применяется автоматический регулятор тормозных сил, который регулирует давление в тормозных камерах среднего и заднего мостов в зависимости от действительной осевой нагрузки при торможении.

Автоматические регуляторы не исключают возникновения юза и не обеспечивают максимально эффективного торможения, так как они не реагируют на изменение коэффициента сцепления движителя с грунтом и коэффициента трения между колодками и барабаном.

С целью максимально использовать сцепные свойства колеса, которые проявляются при качении с частичным проскальзыванием колеса, созданы (и в перспективе следует ожидать применения на лесотранспортных машинах) антиблокировочные устройства (или система АБС), предназначенные для автоматического уменьшения тормозной силы в начальный момент скольжения колеса и через 0,05...0,10 с вновь увеличивая его. В таком режиме торможения колесо катится с частичным проскальзыванием и высоким коэффициентом сцепления. При этом в течение всего процесса торможения между тормозной силой P_r и силой сцепления колеса P_ϕ с дорогой поддерживается неравенство:

$$P_r \leq P_\phi. \quad (15.14)$$

Антиблокировочные устройства обеспечивают лесотранспортной машине высокие тормозные свойства, уменьшение износа шин и устойчивость движения при торможении, но они сложны по устройству и имеют низкую надежность. Применяются различные схемы антиблокировочных устройств: механические, электрические, электронные и др. Принцип работы всех антиблокировочных устройств в упрощенном представлении состоит в том, что как только скорость колеса при торможении падает до нуля, объем поступающей в тормозные механизмы рабочей жидкости или воздуха уменьшается, что приводит к автоматическому растормаживанию тормозного механизма, а затем снова увеличивает тормозной момент. Тормозная система с антиблокировочным устройством позволяет водителю при экстренном торможении воздействовать на тормозную педаль с максимальной силой, а торможение при этом будет на грани «юза».

15.3. Основы динамики торможения лесовозного автопоезда

Динамика торможения реального автопоезда — сложная теоретическая задача, но она позволит определить тормозные силы, которые необходимо создать в зоне контакта отдельных колес с дорогой.

Оптимальное распределение тормозных сил по колесам различных осей тягача должно обеспечить равенство парциальных замедлений осей тягача j_1 , j_2 и прицепа j_3 и хорошие динамические свойства при торможении. На рис. 15.3 приведена расчетная схема лесовозного автопоезда, в которой для упрощения крюковая сила тяги и динамическая сила от веса пачки на коник $G_{\text{кд}}$ приложены в точке связи коника с автомобилем.

В теории торможения автопоездов при оптимальном распределении тормозных сил по отдельным осям или равенстве парциальных замедлений j замедлению автопоезда в целом j , при $j_1 = j_2 = j_3 = j$ полагают:

$$P_{\text{кр}} = G_{\text{кд}} \frac{j}{g}. \quad (15.15)$$

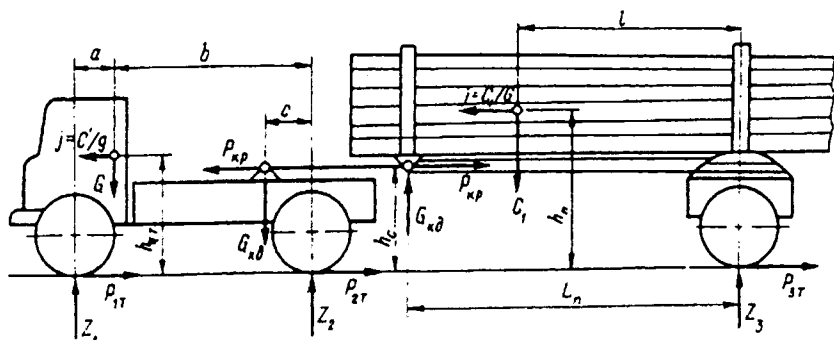


Рис. 15.3. Схема сил, действующих на лесовозный автопоезд при торможении

Преобразование уравнений с учетом формулы (15.15) позволяет получить следующие выражения:

$$G_{\text{кд}} = G_1 \frac{l + \frac{j}{g}}{L_{\text{п}} + h_{\text{с}} \frac{j}{g}} = \frac{G_{\text{кс}} L_{\text{п}} + \frac{G_1 h_{\text{п}} j}{g}}{L_{\text{п}} + h_{\text{с}} \frac{j}{g}}, \quad (15.16)$$

где $G_{\text{кс}}$ — вес, приходящийся на коник в статическом положении.

$$G_{\text{дз}} = G_1 \frac{L_{\text{п}} - l + (h_{\text{с}} - h_{\text{п}}) \frac{j}{g}}{L_{\text{п}} + h_{\text{с}} \frac{j}{g}} = \frac{G_{\text{пс}} L_{\text{п}} + G_1 (h_{\text{с}} - h_{\text{п}}) \frac{j}{g}}{L_{\text{п}} + h_{\text{с}} \frac{j}{g}}, \quad (15.17)$$

где G_1 — суммарный вес прицепа $G_{\text{п}}$ и груза Q ; $G_{\text{пс}}$ — вес, приходящийся на ось прицепа в статическом положении; $G_{\text{дз}}$ — динамическая нагрузка на ось прицепа.

Реакции поверхности пути Z_1 , Z_2 , Z_3 по абсолютной величине соответственно равны мгновенным значениям нагрузки на ось.

Динамические нагрузки на переднюю $G_{\text{д1}}$ и заднюю $G_{\text{д2}}$ оси автомобиля определяются:

$$G_{\text{д1}} = \frac{G \left(b + h \frac{j}{g} \right)}{L} + G_{\text{кд}} \left(c + h_{\text{с}} \frac{j}{g} \right) L;$$

$$G_{\text{д2}} = \frac{G \left(a - h \frac{j}{g} \right)}{L} + G_{\text{кд}} \frac{(L - c) - h_{\text{с}} \frac{j}{g}}{L}, \quad (15.19)$$

где G — вес автомобиля; a, b, h — координаты центра тяжести автомобиля.

Тормозные силы, действующие на колесо, $P_{1т}, P_{2т}, P_{3т}$, необходимые для обеспечения равенства парциальных замедлений, следующие:

$$P_{1т} = \frac{G_{д1}j}{2g} = \frac{G_a \left(a + h \frac{j}{g} \right)}{2L} + \frac{G_{кд} \left(c + h \frac{j}{g} \right)}{2L} \frac{j}{g}; \quad (15.20)$$

$$P_{2т} = \frac{G_{д2}j}{2g} = \frac{G_a \left(a - h \frac{j}{g} \right)}{2L} \frac{j}{g} + \left(G_{кд} (L - c) - h_c \frac{j}{g} \right) \frac{j}{g}; \quad (15.21)$$

$$P_{3т} = \frac{G_{д3}j}{2g} = \frac{G_{пс}L_n + G_n(h_c - h_n) \frac{j}{g}}{2(L_n - h_c) \frac{j}{g}} \frac{j}{g}. \quad (15.22)$$

Тормозная сила, приходящаяся на одно колесо двухосного прицепа:

$$P_{от} = 0,5P_{3т} = \frac{j}{4g} G_{д3} \approx \frac{G_{пс}L_n + G_n(h_c - h_n) \frac{j}{g}}{L_n + h_c \frac{j}{g}} \frac{j}{4g}. \quad (15.23)$$

Полученные выражения показывают, что для обеспечения оптимального распределения тормозных сил и получения равных парциальных замедлений осей необходимо создать различные тормозные силы по осям лесовозного автопоезда. Следовательно, лесотранспортный поезд должен оснащаться регулятором тормозных сил.

15.4. Способы торможения

Для повышения динамических качеств, безопасности движения на лесотранспортных машинах могут устанавливаться три типа независимых тормозов: основной (рабочий), стояночный и вспомогательный. Кинетическую энергию лесотранспортной системы в процессе торможения в основном поглощает основная тормозная система.

Торможение основной тормозной системой с отъединенным двигателем осуществляется отъединением двигателя от ведущих колес сцеплением или выключением передач в коробке передач. Такой способ торможения обеспечивает требуемое замедление при служебном торможении, поэтому является основным способом торможения. При отъединении двигателя повышается вероятность потери устойчивости движения лесотранспортной системы при торможении, особенно на дорогах с низким значением коэффициента сцепления.

Торможение основной тормозной системой и двигателем. При эксплуатации лесовозных автомобилей на дорогах с пересеченным рельефом местности частое и длительное торможение сопровождается нагревом, снижением коэффициента трения и износа трущихся элементов тормозных механизмов, что может привести к снижению готовности и даже отказу в работе тормозной системы. С целью повышения долговечности и обеспечения постоянной готовности к использованию с максимальной эффективностью основной тормозной системы водителем часто применяется торможение двигателем. До приведения в действие основной тормозной системы водитель уменьшает подачу топлива (горючей смеси), а следовательно, частоту вращения коленчатого вала; в результате двигатель создает сопротивление вращению ведущих колес, т. е. торможение двигателем. Тормозная мощность двигателя в таком режиме может достигать 35...45% от эффективной, что в ряде случаев не обеспечивает эффективного торможения лесотранспортной системы и, кроме того, расходуется топливо.

На современных лесовозных автомобилях, предназначенных для работы в тяжелых рельефных условиях эксплуатации, начали применяться в качестве вспомогательных к основной тормозной системе тормозы-замедлители. Тормозы-замедлители используются для замедления движения, а не для полной остановки машины, что облегчает режим работы основной тормозной системы. Тормозной момент, создаваемый замедлителем, распределяется по ведущим колесам равномерно и полностью исключает их блокировку. При этом повышается безопасность движения, снижается утомляемость водителя, улучшается устойчивость движения системы. Тормоз-замедлитель обеспечивает длительное плавное торможение с замедлением 1...2 м/с². Такие тормозы-замедлители называются замедлителями компрессионного типа

или моторными тормозами-замедлителями. Лесовозные автомобили МАЗ-5434 и КраЗ-6437 оборудованы моторным тормозом-замедлителем. Действие такого тормоза основано на создании противодавления в выпускном трубопроводе двигателя путем дросселирования или полного перекрытия его проходного сечения. В таком режиме двигатель как компрессор преобразует подведенную механическую энергию от двигателя в работу сжатия воздуха. При работе моторного тормоза подача топлива в цилиндры полностью прекращается.

Тормозная мощность двигателя при прокручивании:

$$N_{\text{тп}} = \frac{p_{\text{ет}} V_h n}{30\tau}, \quad (15.24)$$

где $p_{\text{ет}}$ — среднее эффективное давление цикла при прокручивании, МПа; V_h — рабочий объем двигателя, л; n — частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

При максимальной частоте вращения тормозная мощность двигателя ЯМЗ достигает 65...85% номинальной.

Тормозной момент двигателя $M_{\text{тп}}$ (Н·м) можно определить подстановкой в формулу (15.24) выражения:

$$M_{\text{тп}} = \frac{N_{\text{тп}}}{\omega_e}. \quad (15.25)$$

Следует отметить, в перспективе все колесные лесотранспортные машины будут оснащаться не только компрессионными, но и гидравлическими и электрическими тормозами-замедлителями, как наиболее эффективными тормозными средствами.

Для анализа тормозных свойств лесовозного автопоезда при торможении двигателем используется тормозная динамическая характеристика, аналогичная динамической:

$$D_{\tau} = \frac{P_{\tau} - P_{\omega}}{G_c} = \frac{M_{\tau.д} i_{\text{тр}} \eta_a}{r_d \eta_{\text{тр}} G_c} + \frac{K \Delta F v^2}{13 G_c}, \quad (15.26)$$

где P_{τ} — сила торможения автопоезда двигателем; P_{ω} — сила сопротивления воздушной среды; η_a — коэффициент эксплуатационного снижения тормозной мощности, учитывающий износ двигателя, $\eta_a = 1 - 0,8$; G_c — вес автопоезда; Δ — коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление воздушной среды от прицепов; F — лобовая площадь; v — скорость движения автопоезда; K — коэффициент обтекаемости.

Особенно высокая эффективность наблюдается при эксплуатации лесовозных автопоездов с моторными тормозами в горных условиях.

Стояночный тормоз. После остановки и при длительной стоянке лесотранспортная система должна быть надежно заторможена, чтобы исключить неуправляемое движение. Кроме назначения стояночного тормоза для удержания лесотранспортной системы на стоянке, как исключение, он может использоваться для аварийной остановки, например, в случае отказа в работе основной тормозной системы. Эффективность стояночного тормоза характеризуется предельным углом подъема пути, на котором может стоять заторможенная лесотранспортная система. При торможении стояночным тормозом момент трения создается непосредственно в тормозных механизмах колес или на одном из валов трансмиссии, который иногда называется центральным тормозом. Резкое торможение центральным тормозом сопровождается возникновением значительных динамических нагрузок на участке трансмиссии от тормозного механизма до двигателя, что может привести к выходу из строя деталей.

Тормозной момент, необходимый для удержания лесотранспортной системы на максимальном уклоне α_m с учетом сопротивления движению при трелевке деревьев в полупогруженном состоянии:

$$M_T = \frac{r_d}{k_T i_{Ty}} [(G + Q_1)(\sin \alpha_m - f_1 \cos \alpha_m) + Q_2 \sin \alpha_m] \eta_{Ty} \eta_r, \quad (15.27)$$

где i_{Ty} — передаточное число трансмиссии на участке от ведущего колеса до тормоза; k_T — число одновременно действующих тормозов; f_1 — коэффициент сопротивления движению машины; f_2 — коэффициент сопротивления движению пачки деревьев по грунту; Q_2 — вес части пачки, волокащейся по грунту, Н; η_r — КПД гусеницы; η_{Ty} — КПД участка трансмиссии от ведущего колеса до тормоза; Q_1 — вес части пачки, расположенной на машине.

При транспортировке древесины в полностью погруженном состоянии трелевочным трактором, сортиментовозом, автомобилем или автопоездом:

$$M_T = \frac{r_d}{k_T i_{Ty}} G_a (\sin \alpha_m - f_1 \cos \alpha_m) \eta_{Ty} \eta_r, \quad (15.28)$$

где G_a — вес лесотранспортной системы.

Значения принимаются: лесовозный автопоезд $\alpha_{\text{ж}} = 16^\circ$, колесный трактор $\alpha_{\text{ж}} = 35^\circ$. По условиям техники безопасности для гусеничного трелевочного трактора допускается работа летом при $\alpha_{\text{ж}} = 22...24^\circ$, зимой — $\alpha_{\text{ж}} = 14...15^\circ$.

Тормозной момент для торможения гусеничной лесотранспортной системы с большим замедлением определяется по формуле:

$$M_{\tau} = \frac{jG_a r_d \delta_b}{g k_{\tau} i_{\tau y}} \eta_{\tau y} \eta_{\Gamma}. \quad (15.29)$$

Для гусеничных лесотранспортных систем максимальное замедление допускается 1,5...2,0 м/с. Передаточное число $i_{\tau y}$ и коэффициенты полезного действия $\eta_{\tau y}$ и η_{Γ} принимаются в зависимости от типа и компоновки машины.

Современные лесовозные автомобили (КрАЗ-6437) оборудованы стояночной тормозной системой, предназначенной для затормаживания лесовозного автопоезда на период стоянки, а также для аварийного торможения во время движения в случае отказа основной тормозной системы.

16. УПРАВЛЯЕМОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

Под управляемостью лесотранспортной машины понимают ее способность обеспечивать сохранение заданного направления движения, а при соответствующем воздействии изменять его по требуемой траектории. Первое свойство называется курсовой устойчивостью, а второе — поворотливостью или поворачиваемостью. Кроме курсовой устойчивости различают устойчивость по опрокидыванию (поперечную и продольную) и боковому смещению машины. Традиционно определяют статическую устойчивость транспортной системы в целом. В последнее время расширяются исследования динамической устойчивости систем на базе тракторов и автомобилей с учетом взаимодействия движителей с опорной поверхностью.

В качестве показателей поворотливости лесотранспортных машин можно принять следующие: радиусы поворота центров масс системы; предельные значения скорости; углы поворота звеньев системы; ширина динамического коридора, т. е. полоса, на которой возможен поворот или разворот системы; энергоемкость поворота и др.

Управляемость лесотранспортной машины — сложный динамический процесс, оказывающий значительное влияние на производительность, топливную экономичность и безопасность движения.

16.1. Поворот колесных машин

Способы поворота. Поворотливость характеризует способность машины к повороту с малым радиусом и к преодолению поворотов на местности.

Способы поворота колесных лесотранспортных машин можно разделить на две группы: поворот изменением направления колес (рис. 16.1а, б) и с помощью шарнирно-сочлененной рамы (рис. 16.1в). При первом способе поворот машины может осуществляться отклонением направления движения одной пары колес или обеих пар. При управлении отклонением двух пар колес уменьшается радиус поворота, но задние колеса разворачиваются в сторону, противоположную повороту.

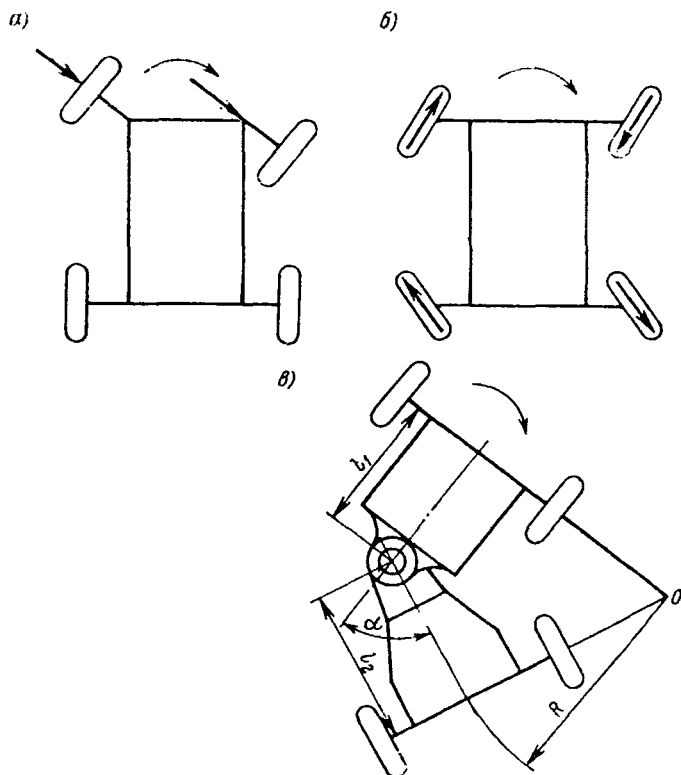


Рис. 16.1. Способы поворота колесной машины:

- а — изменение направления движения одной пары управляемых колес;
- б — изменение направления движения обеих пар колес;
- в — отклонение одной полурамы относительно другой.

На всех лесовозных автомобилях и на некоторых колесных тракторах применяется способ поворота изменением направления движения только передних колес. Все специализированные колесные трелевочные тракторы (К-703, ЛТ-171, ТКЛ-4-01 и др.) поворачиваются отклонением одной полурамы относительно другой на определенный угол (рис. 16.1, в).

Кинематика и динамика поворота. Лесотранспортная система в реальных условиях движения имеет очень сложную кинематику поворота и значительное динамическое воздействие, вызванное взаимодействием движителя с грунтом и инерционными силами.

При рассмотрении в элементарном виде кинематики поворота машин с передними управляемыми колесами принимается ряд допущений: поворот совершается с постоянным радиусом вокруг фиксированной оси O , шины не обладают боковой эластичностью (рис. 16.2). Одним из основных показателей поворотливости машины является минимальный радиус поворота, который есть расстояние от центра поворота до центра заднего моста.

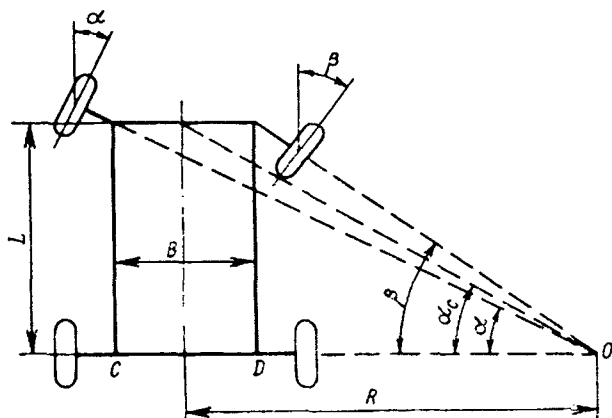


Рис. 16.2. Кинематика поворота машины с одной парой управляемых колес

Радиус поворота R машины с одной парой управляемых колес можно выразить:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_c}, \quad (16.1)$$

где L — продольная база.

Минимальный радиус поворота будет при установке управляемых колес на максимальный угол α и β или при максимальном значении α_c .

На минимальный радиус поворота оказывают влияние углы бокового увода шин, которые зависят от типа шины, нагрузки на колесо и внутреннего давления воздуха.

Радиус поворота машины с учетом углов увода шин с отклонением одной пары колес:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha_c - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2}, \quad (16.2)$$

где δ_1, δ_2 — углы увода соответственно передних и задних шин; $\delta_i = 2-4^\circ$;

с шарнирно-сочлененной рамой:

$$R = \frac{\frac{l_1}{\cos \alpha} + l_2}{\operatorname{tg}(\alpha - \delta_1) - \operatorname{tg} \delta_2}. \quad (16.3)$$

Для того, чтобы наружное и внутреннее колеса катились по дугам окружностей с общим центром O (см. рис. 16.2), необходимо повернуть их на разные углы. Связь этих углов можно определить из условия пересечения перпендикуляров векторов скоростей колес в центре вращения O :

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{OC}{L}; \quad \operatorname{ctg} \beta = \frac{OD}{L}, \quad (16.4)$$

откуда

$$\operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{ctg} \beta = OC - \frac{OD}{L} = \frac{B}{L},$$

где B — расстояние между центрами шкворней поворотных цапф, определяется равенством:

$$B = A - 2(\alpha_0 - h_{\text{ш}} \operatorname{tg} \beta_{\text{ш}}),$$

где A — ширина колеи; α_0 — плечо обкатки колеса; $h_{\text{ш}}$ — высота центра опоры шкворней в кулаке; $\beta_{\text{ш}}$ — угол поперечного наклона шкворня.

Таким образом, и база L и колея B влияют на маневренность машины.

Для обеспечения связи между углами поворота колес применяются специальные четырехзвенные шарнирные механизмы — рулевые трапеции.

При повороте машины на управляемые колеса, поставленные под углом к нейтральной оси, действует реакция грунта, которая называется поворачивающей силой P_n . Толкающая сила машины уравновешивается сопротивлением движения пути и боковой реакцией грунта.

Поворот машины возможен, если поворачивающая сила будет не больше силы сцепления колес с грунтом Z_ϕ в поперечном направлении. Условие сохранения управляемости машины определяется выражением $Z_\phi > P_n$. Сила сцепления зависит от нагрузки на колесо и коэффициента сцепления в поперечной плоскости. Управление колесной машиной ухудшается на скользкой дороге, на грунтах с малой несущей способностью и при увеличении крюковой силы тяги. Нагрузка управляемых колес продольными силами при торможении автомобиля ухудшает их сцепление с грунтом в поперечной плоскости, что приводит к нарушению и даже полной потере поворотливости.

Схема сил, действующих при повороте на трактор 4К4 с шарнирно-сочлененной рамой, приведена на рис. 16.3. Касательные силы тяги колес переднего P_1 и заднего P_2 мостов представим соотношением, пропорциональным нормальным реакциям грунта на колеса Z_1 и Z_2 :

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{Z_1}{Z_2} m. \quad (16.6)$$

Из условия $\Sigma P_x = 0$; $\Sigma P_y = 0$ и $\Sigma M = 0$

$$P_1 = \frac{M_n + M_{n2} + (P_{f1} + P_{f2}) + P_{кр}(R \cos \gamma \mp l_{кр} \sin \gamma)}{R \left(1 + \frac{1}{m}\right)}; \quad (16.7)$$

$$Y_1 = \frac{P_1 \left(\frac{1}{m} + \cos \alpha\right) - P_{кр} \cos \gamma - P_{f2} - P_{f1} \cos \alpha}{\sin \alpha} + P_{n1}.$$

Момент сопротивления полурамы для соответствующих нагрузок Z :

$$M_n = \varphi_n Z \frac{B^2 b}{R r_d} \cdot k_6, \quad (16.8)$$

где φ_n — коэффициент сопротивления шины повороту; k_6 — коэффициент блокировки дифференциала: $k_6 = M_r / M$ (здесь M_r — крутящий момент в дифференциале; M — крутящий момент, подводимый к дифференциалу); b — ширина пятна контакта шины.

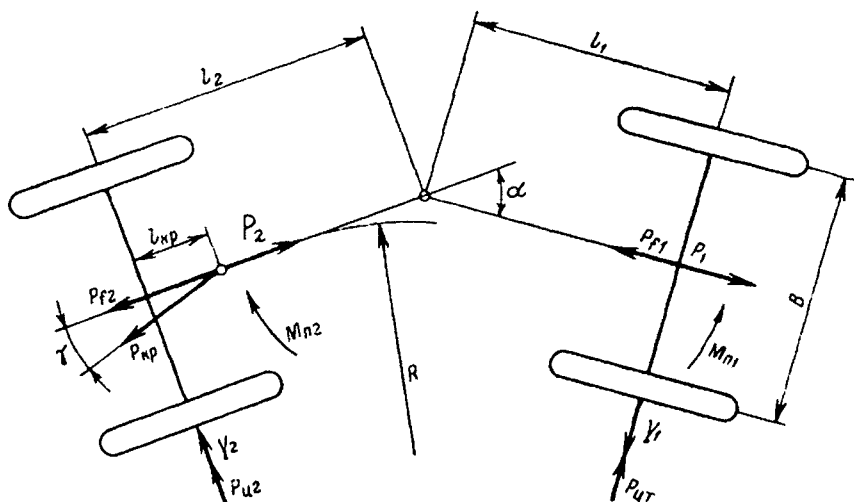


Рис. 16.3. Схема сил, действующих при повороте трактора 4К4 с шарнирно-сочлененной рамой

Центробежные силы соответствующих полурам разложены на две составляющие:

поперечная

$$P_{ц.у} = \frac{Gv^2}{gR} + \frac{G\alpha_{ц.т}v\alpha}{g(l_1 + l_2)} + \frac{G\alpha_{ц.т}v}{gR}; \quad (16.9)$$

продольная

$$R_{ц.х} = \frac{\alpha_{ц.т}}{R} \cdot R_{ц.у}, \quad (16.10)$$

где v — скорость поворота; α — скорость отклонения полурамы; $\alpha_{ц.т}$ — горизонтальная координата центра тяжести.

В формуле (16.9) сила, выраженная вторым слагаемым правой части, действует только при повороте рулевого колеса, а третьим — при неравномерной скорости движения v .

Для определения параметров поворотливости колесной трелевочной системы с учетом свойств пачки леса составляется довольно сложная математическая модель и применяется ЭВМ.

Курсовая устойчивость колесной лесотранспортной системы определяется ее способностью стабилизировать направление движения при различных возмущениях. Колесная машина

считается устойчивой, если она возвращается в установившийся режим движения после воздействия различных возмущений: мгновенные силы, возникающие от взаимодействия шин с опорной поверхностью, порыв ветра, незначительное перемещение рулевого колеса и др. Свойство поворотливости машины связано с ее устойчивостью в курсовом отношении.

В упрощенных линейных динамических моделях рассмотрение курсовой устойчивости колесной машины связано с ее поперечными перемещениями под воздействием возмущений. В реальных условиях эксплуатации поперечные перемещения колесной лесотранспортной системы связаны с продольными линейными перемещениями, галопированием и подпрыгиванием. Заметное влияние на курсовую устойчивость системы оказывает жесткость шин, крюковая сила тяги, перераспределение нагрузки по мостам, техническое состояние рулевого управления.

В целом управляемость лесотранспортной системы в большой мере обусловлена характеристиками оператора и его взаимосвязью с машиной.

16.2. Установка управляемых колес

Для повышения курсовой устойчивости и облегчения вывода из поворота автомобиля передние колеса устанавливаются с развалом в вертикальной и схождение в горизонтальной плоскостях, а шкворни поворотных кулаков — с наклоном в продольной и поперечной плоскостях.

Угол развала колес γ (см. рис. 16.4а) представляет собой угол наклона плоскости колеса к плоскости, перпендикулярной дороге. При износе подшипников цапф развал исключают.

Угол схождения колес δ (см. рис. 16.4б) устанавливается для предупреждения разворачивания колес в сторону от прямолинейного направления движения. Это уменьшает износ шин, нагруженность ходовой системы и рулевого управления. Схождение колес определяется разностью размеров A и B . Для различных автомобилей эта разность имеет определенное значение.

Угол поперечного (бокового) наклона шкворня $\beta_{\text{ш}}$ (см. рис. 16.4в) способствует стабилизации управляемых колес в среднем положении. Если мысленно повернуть колесо

на 180° , то можно убедиться, что наличие такого наклона приведет к подъему передней оси машины относительно дороги, или «опусканию» колеса ниже поверхности дороги. В действительности при повороте колес поднимается передняя ось и совершается работа по подъему части машины, которая тем больше, чем больше наклон шкворней. При снятии с рулевого колеса усилия оператора управляемые колеса возвращаются в исходное положение под действием поднятой массы автомобиля. Обычно угол $\beta_{ш}$ равен $6-8^\circ$.

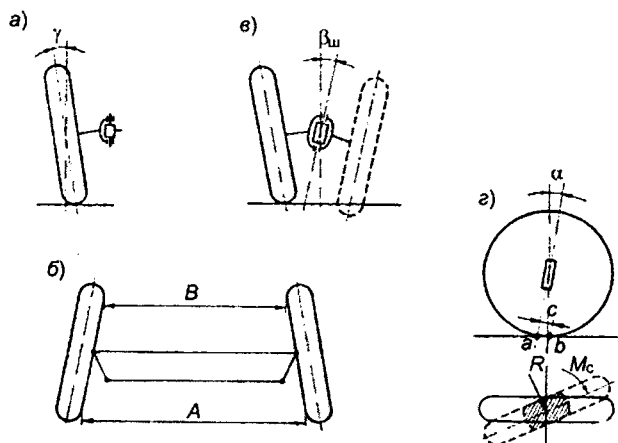


Рис. 16.4. Схема установки управляемых колес:

a — угол развала колес; $б$ — угол схождения колес; $в$ — угол поперечного наклона шкворня; $г$ — угол продольного наклона шкворня

Угол продольного наклона шкворня α (рис. 16.4г) также улучшает стабилизацию управляемых колес. Наклон шкворня смещает вперед точку пересечения оси шкворня с плоскостью дороги относительно центра пятна контакта шины с дорогой. В процессе поворота центробежная сила, действующая на машину, вызывает поперечные реакции в контакте шины с дорогой. Равнодействующая этой реакции R , приложенная примерно в центре контакта, создает относительно оси шкворня стабилизирующий момент $M_c = R_c$, который стремится вернуть колесо в исходное положение. Этот угол находится в пределах $0-3,5^\circ$.

16.3. Поворот лесовозного автопоезда

Улучшение управляемости лесовозных автопоездов приобретает особое значение из-за их большой длины (до 24, м) и ограниченных площадок для разворотов на лесосеке. Для оценки управляемости и в целом параметров маневренности лесовозного автопоезда необходимо иметь методику их определения для построения траектории криволинейного движения, то есть ширины «коридора поворота».

Основная траектория тягача состоит из трех участков: круговой траектории и двух переходных (входной и выходной). Радиус основной траектории может определяться по формуле (16.1). Форма переходной траектории является сложной, относящейся к классу спиралей, и может быть описана уравнением:

$$S_0 = \frac{1}{k_n} \left(\frac{\pi}{2} - \arctg \frac{R}{L} \right), \quad (16.11)$$

где S_0 — путь, проходимый тягачом по переходной траектории; k_n — режимный коэффициент, представляющий собой отношение α_{cp}/v .

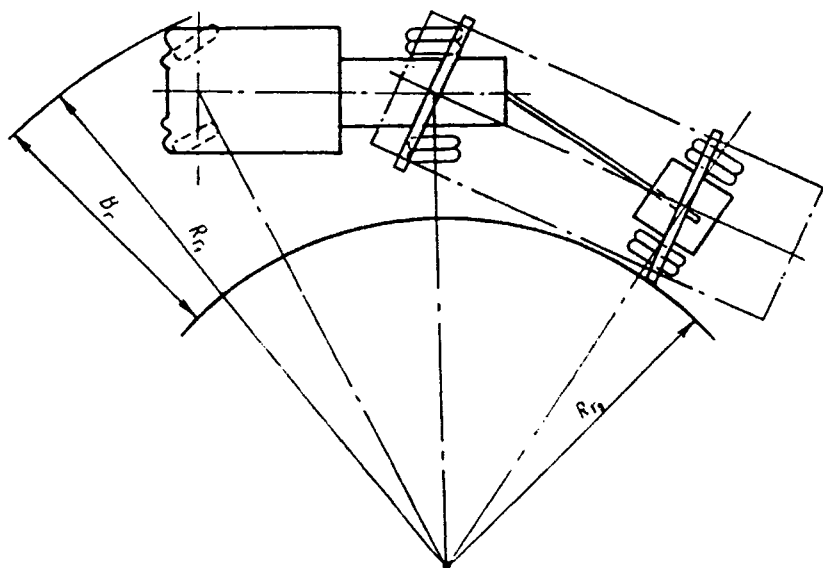


Рис. 16.5. Габаритный коридор движения лесовозного автопоезда

Если вычислена и построена основная траектория тягача, то положения ведомых звеньев могут быть найдены аналитическим или графическим методом, а также в процессе испытаний.

После определения габаритных радиусов поворота тягача R_{r1} и R_{r2} прицепа можно определить габаритную ширину B_r коридора движения (см. рис. 16.5):

$$B_r = R_{r1} - R_{r2}. \quad (16.12)$$

Ширина полосы разворота равна:

$$B_d = 2R_{r1} + \Delta, \quad (16.13)$$

где Δ — защитная зона безопасности (0,3...0,5 м).

Поворот колесных машин сопровождается силовым взаимодействием их звеньев между собой и грунтом (покрытием дороги). Реакция грунта, действующая на управляемые колеса, называется поворачивающей силой. Толкающая сила уравнивается сопротивлением движению и боковой реакцией грунта. Управляемость при повороте сохраняется, если:

$$Z_\phi \geq P_r, \quad (16.14)$$

где Z_ϕ — сила сцепления колес с грунтом в поперечном направлении; P_r — поворачивающая сила.

Управление колесной машиной затруднено на скользкой поверхности, при малой несущей способности грунта. Возрастание крюковой силы ухудшает поворотливость, так же как и появление продольных сил при торможении. В последнем случае возможна полная потеря управляемости.

16.4. Поворот гусеничных тракторов

Кинематика и динамика поворота. Поворот гусеничного трактора в реальных условиях является сложным процессом, который осуществляется изменением скорости движения гусениц. В простейшем случае процесс поворота рассматривается с некоторыми допущениями: движение происходит по горизонтальной поверхности, силами инерции пренебрегают, нагрузки распределены на опорные поверхности равномерно.

При движении трактора с угловой скоростью ω около центра поворота O (рис. 16.6) будем иметь:

$$\omega_r = \frac{v_0}{R}, \quad (16.15)$$

где v_0 — скорость точки O_1 (точка пересечения перпендикуляра, опущенного из центра поворота O на продольную ось симметрии трактора); R — радиус поворота.

Перемещение гусениц при повороте можно разложить на движения: вращение вокруг полюсов O_1 и O_2 с угловой скоростью ω_r и прямолинейно-поступательное движение со скоростями v_1 и v_2 , которые можно выразить следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} v_1 &= \omega_r(R - 0,5B) = v_0 \frac{R - 0,5B}{R}; \\ v_2 &= \omega_r(R + 0,5B) = v_0 \frac{R + 0,5B}{R}, \end{aligned} \quad (16.16)$$

где B — колея трактора; v_1 , v_2 — скорости соответственно отстающей и забегающей гусениц.

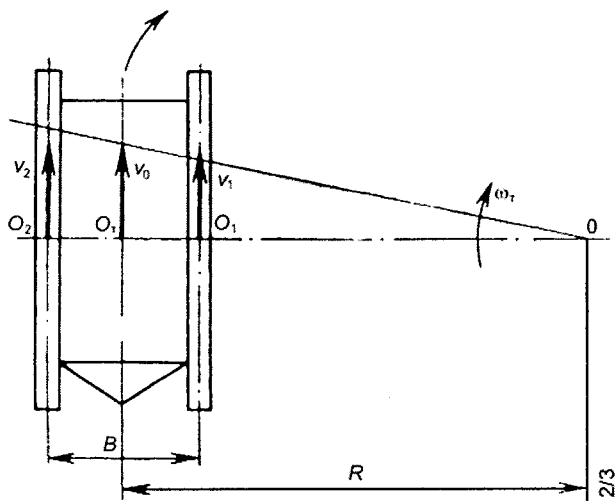


Рис. 16.6. Схема поворота гусеничного трактора

При повороте трактора, кроме линейного перемещения, гусеницы поворачиваются вокруг полюсов вращения O_1 и O_2 , что вызывает появление сил трения и боковых реакций между опорной поверхностью и грунтом.

На рис. 16.7 показаны силы и моменты, действующие на трактор: P_{f1} и P_{f2} — силы сопротивления перекачиванию соответственно отстающей и забегающей гусениц;

$P_{к1}$ и $P_{к2}$ — силы тяги соответственно на отстающей и забегающей гусеницах;

M_c — суммарный момент касательных сил трения и реакции грунта на опорные поверхности гусениц.

Суммарный момент от элементарных сил сопротивления повороту обеих гусениц выражается следующим интегралом:

$$M_c = 4 \int_0^{0,5L} \frac{\mu G}{2L} x dx = \frac{\mu GL}{L}, \quad (16.17)$$

где G — вес трактора; L — длина опорной поверхности гусениц; μ — коэффициент сопротивления повороту, учитывающий трение и реакции грунта при сдвиге опорной поверхности; он в большей мере определяется радиусом поворота и условно принимается одинаковым по всей длине поверхности.

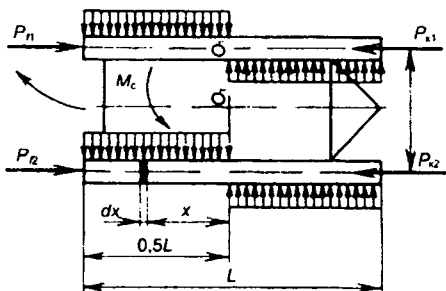


Рис. 16.7. Схема сил и моментов, действующих на трактор при повороте

Силы тяги $P_{к1}$ и $P_{к2}$, которые создают момент для поворота трактора, можно определить на основании рис. 16.7:

$$\Sigma M_{01} = P_{к2}B - P_{f2}B - M_c = 0.$$

$$\Sigma M_{02} = -P_{к1}B + P_{f1}B - M_c = 0.$$

Откуда

$$P_{к2} = P_{f2} + \frac{M_c}{B};$$

$$P_{к1} = P_{f1} - \frac{M_c}{B}. \quad (16.18)$$

На основании выражения для определения M_c и полагая равенство сил сопротивления перекачиванию гусениц $P_{\kappa 2} = P_{\kappa 1} = f \frac{G}{2}$, получим:

$$\begin{aligned} P_{\kappa 2} &= f \frac{G}{2} - \frac{\mu GL}{4B}; \\ P_{\kappa 1} &= f \frac{G}{2} + \frac{\mu GL}{4B}, \end{aligned} \quad (16.19)$$

где f — коэффициент сопротивления перекачиванию гусениц.

Суммируя выражения для $P_{\kappa 1}$ и $P_{\kappa 2}$ и почленно вычитая их, получим:

$$P_{\kappa 2} + P_{\kappa 1} = fG; \quad P_{\kappa 2} - P_{\kappa 1} = \frac{\mu GL}{2B}.$$

Тогда выражение для определения момента сопротивления повороту M_c приобретает вид:

$$M_c = \frac{B}{2} (P_{\kappa 2} - P_{\kappa 1}). \quad (16.20)$$

Таким образом, при повороте гусеничного трактора к забегавшей и отстающей гусеницам должны подводиться силы тяги, отличные от сил тяги при прямолинейном движении.

Алгебраическая сумма этих сил должна быть равна силе сопротивления в прямолинейном движении fG , а поворачивающий момент $(P_{\kappa 2} - P_{\kappa 1}) \frac{B}{2}$, создаваемый ими, был бы равен моменту M_c .

При движении трактора с крюковой нагрузкой изменяется распределение давления под гусеницей, а их совместное воздействие приводит к дополнительному увеличению момента сопротивления повороту.

Поворотливость трактора в значительной мере зависит от отношения L/B . При большом значении L/B сила тяги может возрасти настолько, что наступит ограничение по сцеплению гусеницы с грунтом.

Предельное значение L/B по сцеплению можно определить из соотношения:

$$P_{\kappa 2} \leq \varphi \frac{G}{2}$$

или

$$f \frac{G}{2} + \mu \frac{GL}{4B} \leq \varphi \frac{G}{2}.$$

Откуда:

$$\frac{L}{B} \leq \frac{2(\varphi - f)}{\mu}. \quad (16.21)$$

Для трелевочных тракторов это соотношение составляет 1,8–2,2.

Поворот гусеничной трелевочной системы (трактор-пачка) при трелевке леса в полупогруженном состоянии можно разделить на две последовательные фазы: поворот трактора относительно пачки и поворот системы с появлением дополнительного момента сопротивления волочащейся части деревьев (рис. 16.8).

Применяют следующие выражения для определения момента сопротивления повороту по фазам.

Момент сопротивления повороту в первой фазе:

$$M_c = \mu L \frac{(G + Q_1) + P_{f3} \sin \gamma}{4} \left[1 + \left(\frac{2l_0}{L} \right)^2 \right] + Q_1 f_{\text{тр}} (l_{\text{тр}} - l_0), \quad (16.22)$$

где Q_1 и Q_2 — вес пачки, приходящийся на трактор и грунт соответственно; P_{f3} — сила сопротивления волочению пачки; l_0 — смещение полюсов вращения гусениц; $l_{\text{тр}}$ — расстояние от точки приложения сил трения до центра тяжести трактора; μ — коэффициент трения пачки о щит; γ — угол между силой и продольной осью трактора.

Момент сопротивления повороту во второй фазе:

$$M_c = -\frac{\mu(G + Q_1) + P_{f3} \sin \gamma}{2L} \left(\frac{L}{2} + 2l_0^2 \right) + \mu_v \frac{Q_2}{8} (2l_d - l_k), \quad (16.23)$$

где l_k — длина контакта кроны пачки с грунтом; μ_v — приведенный коэффициент сопротивления повороту волочащейся части пачки.

Дополнительное сопротивление от пачки приводит к появлению во второй фазе больших значений момента сопротивления повороту трелевочной системы. Экспериментальные исследования трелевочных тракторов в производственных условиях показали, что значения коэффициента сопротивления повороту волочащейся пачки деревьев изменяются в широких пределах.

Различают оси бокового и продольного опрокидывания. Конфигурация опорных контуров машин зависит от типа и конструктивных особенностей ходовых систем. На рис. 16.9 показаны схемы опорных контуров машин с постоянной и переменной структурами опорных контуров. К машинам с постоянной структурой опорных контуров можно условно отнести колесные машины с жесткой рамой и жестким креплением небалансирных мостов и гусеничные машины с индивидуальной подвеской. На самом деле из-за деформации шин и упругих элементов подвески машин с постоянной структурой опорного контура практически нет. Переменные структуры опорных контуров характерны для колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой, колесных машин с жесткой рамой и балансирной подвеской мостов, гусеничных машин с балансирной подвеской опорных катков.

Постоянные опорные контуры колесных машин (рис. 16.9а) образуются осями продольного и поперечного опрокидывания, проходящими через центры отпечатков на грунте передних и задних колес, у гусеничных машин — линиями опорных кромок гусениц. На рис. 16.9б показаны опорные контуры машины с двухсекционной шарнирно-сочлененной рамой. Соединение секций осуществляется двумя шарнирами, один из которых имеет вертикальную ось и позволяет «складываться» машине в плане на угол φ , а шарнир с горизонтальной осью допускает поперечное качание балансирной секции. В таких машинах условно различают балансирную часть — несущую ось горизонтального шарнира и небалансирную — несущую корпус этого шарнира. Первичный опорный контур балансирной части машины представляет собой равнобедренный треугольник БСГ с вершиной в точке пересечения продолжения оси балансира с вертикальной плоскостью, проходящей через ось небалансирного моста и с основанием, проходящим через центры отпечатков колес балансирной части на опорной поверхности. Первичный опорный контур небалансирной части машины представляет собой неправильный треугольник АБО с вершиной в точке пересечения оси балансира с вертикальной плоскостью, проходящей через ось моста балансирной части и с основанием, проходящим через центры отпечатки колес небалансирной части на опорной поверхности.

В процессе опрокидывания после блокировки балансирных устройств балансирная и небалансирная части машины поворачи-

чиваются как одно целое относительно осей, образующих вторичный опорный контур. Оси опрокидывания этого контура проходят через центры отпечатков передних и задних колес машин с опорной поверхностью.

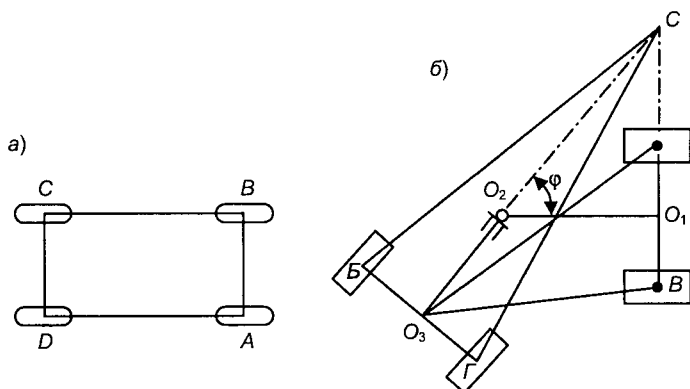


Рис. 16.9. Конфигурация опорных контуров:

a — постоянный опорный контур; *б* — переменная структура опорного контура

У колесных двухосных машин с жесткой рамой и балансирной подвеской моста первичные опорные контуры частей машины имеют формы равнобедренных треугольников. После блокировки балансирного устройства образуется второй опорный контур, оси опрокидывания которого проходят через середины отпечатков колес машины на опорной поверхности. Если равнодействующая всех внешних сил, действующих на машину, пересекает опорную поверхность в зоне опорного контура, то устойчивость обеспечена.

При движении лесных машин по пересеченной местности на грунтах с низкой несущей способностью опасность, как правило, составляет не возможность опрокидывания в продольной или поперечной плоскостях, а сползание по ним. Если рассмотреть схему нагружения полноприводной машины только за счет собственного веса (рис. 16.10), то нетрудно убедиться, что устойчивость к сползанию определяется только сцепными свойствами движителя с грунтом:

$$G_a \sin \alpha \leq \varphi G_a \cos \alpha, \quad (16.34)$$

тогда $\operatorname{tg} \alpha \leq \varphi$.

Рис. 16.10. Схема нагружения колесного трактора на подъеме с заторможенными колесами

Сила сцепления заторможенных колес с грунтом:

$$P_{\tau} = \varphi G_{\text{св}}.$$

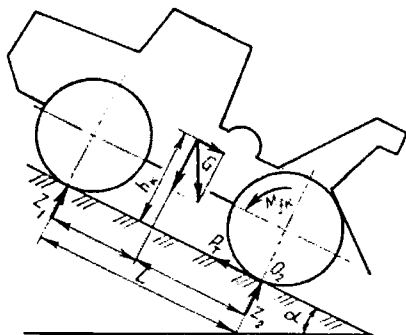
Эта же зависимость действительна при сползании в поперечной плоскости.

Одним из условий нарушения продольной устойчивости является отрыв колес переднего или заднего мостов от поверхности движения ($Z_1 = 0$ или $Z_2 = 0$, где Z_1 и Z_2 — нормальные реакции грунта на колеса передней и соответственно задней оси). На основании схемы сил (рис. 16.11) запишем в общем виде условие потери продольной устойчивости колесной машины при ее движении на подъем с разгоном. Общим методом при этом, независимо от того, в какой плоскости (продольной или поперечной) решается задача, является отыскание возможной оси опрокидывания и составление уравнения моментов сил опрокидывающих и стабилизирующих машину относительно этой оси. Тогда, полагая $Z_1 = 0$ (условие отрыва передних колес) и приняв за ось опрокидывания линию контакта задних колес с грунтом, запишем:

$$\begin{aligned} G_a a \cos \alpha - G_a h \sin \alpha - P_{\text{кр}} h_{\text{кр}} \cos \beta - \\ - P_{\text{кр}} c \sin \beta - M_f - M_j - P_w h_w - P_j h = 0, \end{aligned} \quad (16.35)$$

где h_w — плечо равнодействующей сил лобового сопротивления воздуха; $h_{\text{кр}}$ — высота точки приложения силы $P_{\text{кр}}$; P_j — сила инерции поступательно движущейся массы машины; $M_{\text{жк}}$ — инерционный момент колес машины; h — высота центра масс машины.

Полученное соотношение позволяет для различных условий движения определять предельные углы подъема значения критических сил, ускорений и геометрических параметров машины, при которых у нее начнется продольное опрокидывание. Величины, входящие в уравнение (16.35), являются слагаемыми тягового баланса и не могут безгранично увеличиваться, так как связаны с предельными значениями касательной силы тяги по двигателю и по сцеплению с грунтом. Предельный угол подъема α_{max}



(рис. 16.10), на котором колесная машина может стоять с заторможенными колесами, не опрокидываясь, можно получить из уравнения (16.35), для этого случая его можно преобразовать так:

$$G_a \cos \alpha - G_b h \sin \varphi = 0,$$

откуда:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{a}{h}. \quad (16.36)$$

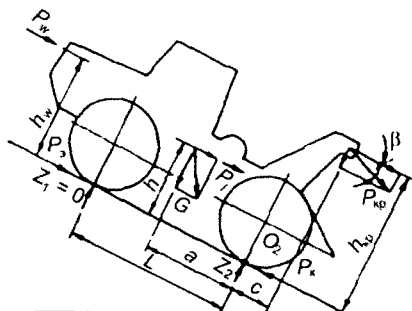


Рис. 16.11. Силы, действующие на колесный трелевочный трактор при трелевке на подъем

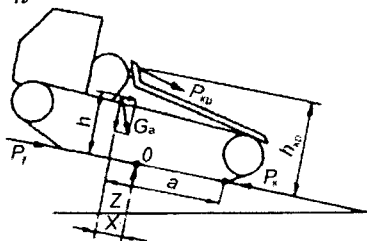


Рис. 16.12. Силы, действующие на гусеничный трелевочный трактор при трелевке на подъем

Для предельного уклона, по аналогии имеем:

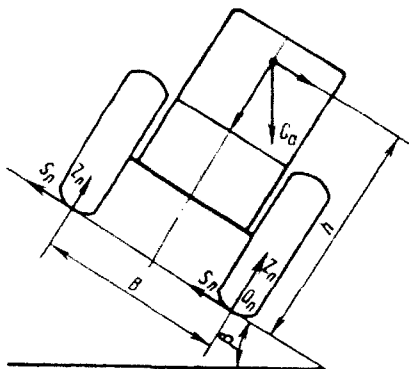
$$\operatorname{tg} \alpha'_{\max} = \frac{Z - a}{h}. \quad (16.37)$$

Следовательно, предельные углы подъема и спуска определяются соотношением трех величин: базы машины \$L\$, вертикальной координаты центра масс \$h\$ и ее продольной координатой \$a\$.

Продольную устойчивость гусеничных машин принято оценивать величиной \$X\$ — смещением центра давления гусеницы на грунт (рис. 16.12). При неподвижном тракторе, находящемся на горизонтальной площадке, под воздействием силы собственного веса центр давления \$O\$ находится в точке пересечения линии действия силы \$G_a\$ и опорной поверхности. Под воздействием внешних сил и моментов при движении трактора равнодействующая нормальных реакций грунта \$Z\$ смещается вперед или к корме трактора.

Чем больше величина момента, стремящегося повернуть машину вокруг кромки гусеницы (точка \$C\$), или оси крайнего катка (при жесткой, небалансирной подвеске), тем больше будет \$X\$ — смещение центра давления. Величина \$X\$ может быть легко найдена

Рис. 16.13. Упрощенная схема поперечной устойчивости колесного трактора



из уравнения моментов всех сил относительно передней или задней кромки опорной поверхности гусениц. Из схемы (рис. 16.12) аналогично выражению (16.35) можно найти соотношение опрокидывающих и стабилизирующих моментов и определить предельный угол подъема или спуска. Для лесных машин опасность опрокидывания в поперечном направлении значительно больше, чем в продольном. Это объясняется высокими значениями клиренса, расположением на машине технологического оборудования и груза при сравнительно невысоких величинах ширины колеи B . Анализ поперечной устойчивости проводится в той же последовательности, что и продольной. На схеме машины (рис. 16.13) определяется воображаемая ось опрокидывания (точка O_n), наносятся все внешние силы, действующие на машину в поперечной плоскости, и находится соотношение их моментов, пытающихся опрокинуть машину или удержать ее в заданном положении. Из рассматриваемой схемы, считая, что опрокидывание наступает при $Z_n = 0$, находим:

$$G_a h \sin \beta - G_n \frac{B}{2} \cos \beta = 0. \quad (16.38)$$

Тогда предельный угол боковой устойчивости:

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{B}{2} h, \quad (16.39)$$

т. е. устойчивость машины в поперечной плоскости определяется соотношением ширины колеи и высоты центра масс. На слабых грунтах сползание может начаться раньше опрокидывания. Аналогично (16.34) находим:

$$\operatorname{tg} \beta_{\text{сн}} \leq \varphi,$$

где $P_{\text{сн}}$ — угол поперечной устойчивости по сцеплению с грунтом. Коэффициент сцепления φ принимаем условно одинаковым в продольном и поперечном направлении.

Для лесных машин, движущихся на высоких скоростях (колесные трелевочные тракторы и автопоезда), наибольшее влияние на боковую устойчивость при повороте может оказать центробежная сила инерции:

$$P_{ц} = \frac{G_a}{g} \omega_a R = \frac{G_a}{g} \frac{v^2}{R}, \quad (16.40)$$

где ω_a — угловая скорость вращения машины вокруг центра поворота; R — радиус поворота; v — скорость центра масс машины в повороте.

Исследованиями доказано, что при больших запасах статической устойчивости динамические нагрузки не оказывают существенного влияния на устойчивость машин.

17. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ПЛАВНОСТИ ХОДА И КОЛЕБАНИЯХ МАШИНЫ

17.1. Измерители плавности хода

В лесотранспортных машинах возмущение колебаний происходит от различных источников, но при изучении плавности хода выделяются главные, возникающие под воздействием микронеровностей опорной поверхности. В процессе движения толчки и удары, действующие со стороны пути, вызывают угловые и линейные колебания подрессоренных (вес которых воспринимается рессорами) и неподрессоренных (вес которых не воспринимается рессорами) масс.

Под плавностью хода понимается способность подвески поглощать толчки, удары и колебательные процессы, возникающие при взаимодействии движителя с неровностями пути с целью защиты водителя, пассажиров, перевозимых грузов и элементов конструкции от динамических нагрузок. Плавность хода является важным эксплуатационным свойством машины, характеризующим совершенство подвески и определяющим надежность, долговечность, производительность, топливную экономичность машины, комфортабельность езды и утомляемость оператора. На плавность хода влияют характер микронеровностей опорной поверхности, скорость движения, компоновка машины, конструкция и характеристика элементов движения. Для оценки плавности хода, решения задач анализа и синтеза подвесок транспортных и тяговых машин выбирают оценочный показатель — критерий, характеризующий плавность хода и качество подвески, а также позволяющий сравнивать различные ее конструктивные решения и характеристики. Чем меньше значение имеет критерий, тем лучшими качествами обладает подвеска.

При изучении влияния воздействий пути только на машину и пачку древесины в качестве критерия принимают максимальное среднее квадратическое значение абсолютных ускорений, иногда используют среднее квадратическое отклонение третьей производной абсолютных перемещений подрессоренных масс. Применяются дополнительные параметры, например, максимальная кинетическая энергия, удельная мощность колебаний, равная отношению максимальной энергии к произведению массы колеблющегося тела на период колебаний.

Колебания лесотранспортной машины, возбужденные микронеровностями опорной поверхности, являются случайной функцией, поэтому и критерий плавности хода должен быть вероятностным. Однако при исследовании машин, аналогичных лесотранспортным, обычно оценивают плавность хода по воздействию колебаний на человека. При этом характер исследования и динамическая модель «путь–подвеска–машина–водитель» резко усложняются и изменяются требования к показателю, применяемому в качестве критерия плавности хода. В зависимости от типа лесотранспортной машины и условий эксплуатации показатель, принятый в качестве критерия плавности хода, должен отражать влияние на организм человека характера действующих возмущений с учетом частоты процесса, амплитуды и направления линейных перемещений, совместного действия линейных и угловых перемещений.

Выбор показателей и проектирование подвески скоростных машин, предназначенных для работы в сложных дорожных условиях, проводятся с учетом восприятия организмом человека колебаний в определенном диапазоне частот, для чего необходимо знать передаточные функции динамической системы с человеком, находящимся на сиденье. В этой связи ведутся исследования по биодинамическому моделированию тела человека и его отдельных органов. Например, установлено, что при двухмассовой системе резонансные частоты органов тела находятся в пределах 4,5–5,0 Гц, а при продольных колебаниях образуется дополнительный резонанс с частотой 1,8–2,0 Гц. Особенно плохо воспринимаются организмом человека возбуждения с частотами, близкими к резонансу органов тела. Физиологически человек привык к вертикальным колебаниям, наиболее близким по частоте колебаниям, возникающим при ходьбе. Эта частота находится в пределах

60–90 колебаний в минуту. При частотах более высоких наступают неприятные вибрации, а меньшие частоты вызывают укачивание и даже появление симптомов морской болезни.

Существуют различные методы оценки влияния ускорений на организм человека, но все они сориентированы на предельно допустимые ускорения, которые испытывает человек при ходьбе. Например, при спокойной ходьбе человек испытывает $0,25g$, а при прыгивании с небольшого возвышения — $2,8\text{--}3,0g$. Поэтому в качестве предельных допустимых значений ускорений рекомендуется $2,8\text{--}3,0g$, а для кратковременных непрерывных воздействий — не более $1,1\text{--}1,7g$. Часто разделяют частоты на диапазоны и в каждом диапазоне устанавливают три уровня ускорений, обеспечивающих безопасность здоровья, производительную работу и комфорт. Значения ускорений по уровням заметно отличаются: границы ускорения для комфорта почти в 3 раза меньше, чем граница предела снижения производительности труда или границы допустимой утомляемости. Иногда применяется показатель колебаний, называемый «палей», который пропорционален третьей производной перемещения массы во времени и представляется логарифмом отношения удельной мощности колебания к удельной мощности, находящейся на границе осознанности человеком. Чем меньше число «палей», тем хуже ощущение человека.

17.2. Колебания единичной машины

Лесотранспортная машина в общем виде представляет собой многомассовую колебательную систему, в которой дискретные массы связаны упругими связями и имеются элементы рассеивания энергии. Такая система имеет несколько степеней свободы, но при оценке плавности хода обычно ограничиваются рассмотрением лишь колебаний поддрессоренной массы машины в вертикальной плоскости, проходящей через плоскость продольной симметрии машины. Такие колебания называются угловыми и вертикальными плоскими колебаниями поддрессоренной массы машины.

Анализ плавности хода и колебаний конкретной лесотранспортной машины значительно усложняется из-за наличия гибких связей и распределенных масс древесины, рассеивания энергии и нелинейных элементов в колебательных звеньях и разного вида

силового воздействия от пути. Расчетные схемы колебания лесотранспортных систем и анализ колебательных процессов с учетом параметров древесины, упругости шин и подвески, рассеивания энергий в колебательных звеньях приведены в монографиях по динамике лесных машин.

В упрощенном виде, при линейной характеристике упругих элементов, отсутствии сил трения, свободные вертикальные перемещения подрессоренной массы представляют собой гармонический процесс. Частота колебаний подрессоренной массы является определяющим параметром колебательного процесса и оказывает существенное влияние на ускорение, скорость изменения ускорений и на организм человека.

Для установления связи параметров можно рассмотреть вертикальные колебания подрессоренной массы машины на упрощенной динамической схеме (рис. 17.1) с одной степенью свободы при линейной характеристике упругих элементов и отсутствии рассеивания энергии в подвеске. Принимаем, что вес машины опирается на рессоры, приведенная жесткость c_n которых:

$$c_n = \frac{G}{f_{ст}}, \quad (17.1)$$

где G — вес подрессоренной массы; $f_{ст}$ — статический прогиб рессоры.

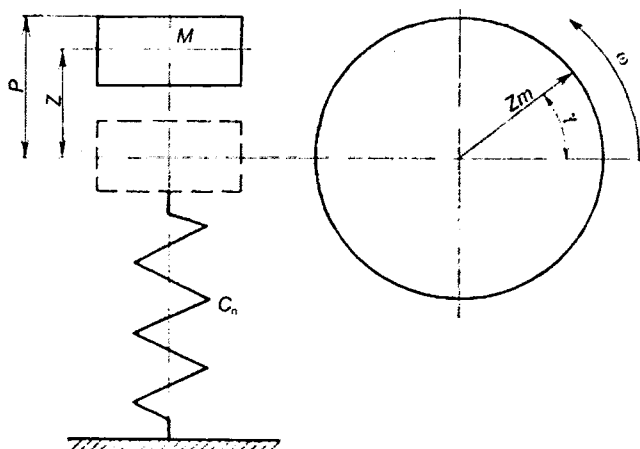


Рис. 17.1. Схема колебаний машины

Динамическое состояние системы можно представить уравнением:

$$M \frac{d^2 z}{dt^2} + c_n z = 0, \quad (17.2)$$

где z — текущее значение отклонения массы.

В результате решения уравнения (17.2), получим:

$$z = z_m \sin \sqrt{\frac{c_n}{M}} t = z_m \omega t, \quad (17.3)$$

где z_m — максимальная амплитуда; $\omega = \sqrt{\frac{c_n}{M}}$ — частота собственных колебаний.

Тогда период колебаний T :

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi \sqrt{\frac{c_n}{M}}. \quad (17.4)$$

От угловой частоты, выраженной в радианах в секунду, можно перейти к числу колебаний в минуту:

$$n = \frac{60}{T} = \frac{60}{2\pi} \omega = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c_n}{M}}. \quad (17.5)$$

Выражая в последней формуле массу M через коэффициент жесткости и статический прогиб рессор $f_{ст}$, получим:

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c_n g}{c_n f_{ст}}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{ст}}}.$$

Таким образом, чем мягче подвеска, тем ниже частота собственных колебаний; с коэффициентом жесткости рессор связаны дорожный просвет машины, возможный подъем колес и прогиб рессор.

Дифференцированием уравнения (17.4) находятся:
скорость колебаний

$$\frac{dz}{dt} = -z_m \omega \cos \omega t; \quad (17.6)$$

ускорение

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = -z_m \omega^2 \sin \omega t; \quad (17.7)$$

изменение ускорения (или темп нарастания)

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = -z_m \omega^2 \cos \omega t. \quad (17.8)$$

Все показатели зависят от максимальной амплитуды и угловой частоты.

17.3. Колебания трелевочной системы

Динамическая расчетная схема трелевочной системы усложняется из-за колебаний деревьев (см. рис. 17.2):

$$T = \frac{1}{2} m \dot{z}^2 + \frac{1}{2} I_c \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} I_o \dot{\varphi}_n^2, \quad (17.8)$$

где m — масса трактора; I_c — момент инерции трактора; I_o — момент инерции деревьев относительно точки O .

Потенциальная энергия системы:

$$\Pi = 1/2 [c_1 z_1^2 + c_2 z_2^2], \quad (17.9)$$

где c_1, c_2 — жесткость передних и задних рессор.

Находим уравнение связи координат согласно схеме:

$$z_1 = z - l_1 \varphi;$$

тогда $z_2 = l_n \varphi_n$,

$$\varphi = \frac{z_2 - z_1}{l_1 + l_2}; \quad (17.10)$$

$$z = \frac{l_2 z_1 + l_1 z_2}{l_1 + l_2}; \quad \varphi_n = \frac{z_2}{l_n}; \quad I_c = m \rho^2; \quad I_o = m_n l_n^2,$$

где ρ — радиус инерции; m_n — масса деревьев.

Выражение кинетической энергии в новых координатах можно записать:

$$T = \frac{1}{2} \frac{m}{(l_1 + l_2)^2} [(l_2 z_1 + l_1 z_2)^2 + \rho^2 (z_2 - z_1)^2] + \frac{1}{2} \frac{I_o}{I_n} z_2^2. \quad (17.11)$$

Уравнение Лагранжа второго рода для обобщенной координаты $q_j = z_1, z_2$:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = 0, \quad j = 1, 2. \quad (17.12)$$

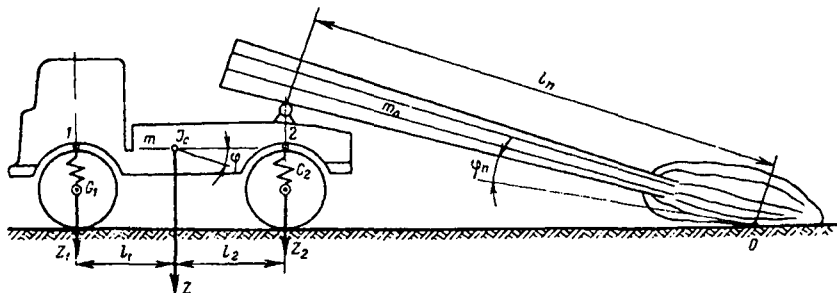


Рис. 17.2. Схема колебаний трелевочной системы

Продифференцировав уравнение (17.11) по z_1, z_2 и времени t , получим:

$$\begin{aligned} q_1 &= z_1; \quad \frac{m}{(l_1 + l_2)^2} [(l_2 \ddot{z}_1 + l_1 \ddot{z}_2) t_2 - \rho^2 (\ddot{z}_2 - \ddot{z}_1)] + c_1 z_1 = 0; \\ q_2 &= z_2; \quad \frac{m}{(l_1 + l_2)^2} [(l_2 \ddot{z}_1 + l_1 \ddot{z}_2) l_1 + \rho^2 (\ddot{z}_2 - \ddot{z}_1)] + \\ &\quad + \frac{l_0}{l_0^0} \ddot{z}_2 + l_2 z_2 = 0. \end{aligned} \quad (17.13)$$

Систему уравнений (17.13) упрощаем:

$$\begin{aligned} \frac{m}{(l_1 + l_2)^2} [\ddot{z}_1(l_2 + \rho^2) + z_2(l_1 l_2 - \rho^2)] + c_1 z_1 &= 0; \\ \frac{m}{(l_1 + l_2)^2} [\ddot{z}_1(l_1 l_2 - \rho^2) + \ddot{z}_2(l_1^2 - \rho^2)] + m_n \ddot{z}_2 + l_2 z_2 &= 0. \end{aligned} \quad (17.14)$$

Рассмотрим симметричный случай, для которого справедливо равенство:

$$\rho^2 = l_1 l_2,$$

тогда

$$\frac{l_2^2 + \rho^2}{(l_1 + l_2)^2} = \frac{l_2}{l_1 + l_2} = \xi_2; \quad \frac{l_1^2 + \rho^2}{(l_1 + l_2)^2} = \frac{l_1}{l_1 + l_2} = \zeta_1.$$

Введем обобщенную массу M , соответствующую обобщенной координате z , и z_2 :

$$M_1 = m\xi_1; \quad M_2 = m\xi_2 + m_{\Pi}. \quad (17.15)$$

Тогда уравнения (17.14) примут общий вид:

$$M_0 \ddot{z} + c_1 z = 0. \quad (17.16)$$

Рассмотрим колебания системы под действием единичных возбуждений от пути, сообщающих системе начальные скорости при $t = 0$; $z = 0$; $\dot{z} = v_0$.

Общее решение уравнения (17.16) ищем в виде:

$$\begin{aligned} z &= C_1 \sin \omega t + C_2 \cos \omega t; \\ z &= c_1 \omega \cos \omega t - c_2 \omega \sin \omega t. \end{aligned} \quad (17.17)$$

Введя в решение принятые начальные условия, получим:

$$C_0 = 0; \quad c_1 = \frac{v_0}{\omega}; \quad z = \frac{v_0}{\omega \sin \omega t},$$

где $\omega = \sqrt{\frac{c}{M_0}}$.

Амплитуда ускорений:

$$\ddot{z}_m = v_0 \omega^2 = v_0 \sqrt{\frac{c_1}{M_0}}. \quad (17.18)$$

Амплитуда скорости ускорений:

$$\dot{\ddot{z}}_m = v_0 \omega^2 = \frac{v_0 c_1}{M_0}. \quad (17.19)$$

Максимальная реакция в подвеске:

$$R = c_1 z_m = c_1 \frac{v_0}{\omega} = v_0 \sqrt{c_1 M_0}. \quad (17.20)$$

В реальных условиях эксплуатации основным источником колебаний подрессоренной массы трактора могут быть микронеровности пути, которые носят случайный характер. Порядок расчета показателей колебательного процесса подрессоренной массы при случайных возмущениях динамической системы от микронеровностей пути следующий: из дифференциального уравнения (17.16) определяется передаточная функция системы $W(p)$ и квадрат модуля амплитудно-частотной характеристики $|W(i\omega)|^2$. Представляя входную координату — микронеровности пути случайным процессом, возбуждающим колебания и нагрузки в подвеске, определяем характеристики случайного процесса:

корреляционную функцию $R_{\pi}(\tau)$ и спектральную плотность (энергетический спектр) $S_{\pi}(i\omega)$. Спектральная плотность выходной координаты — колебания подрессоренной массы $S_{\nu}(i\omega)$ определяются:

$$S_{\nu}(i\omega) = S_{\pi}(i\omega) |W(i\omega)|^2. \quad (17.21)$$

Дисперсия D_{ν} и среднее квадратичное отклонение процесса:

$$D_{\nu} = \sigma_{\nu}^2 = 1/2\pi \int_{-\infty}^{\infty} S_{\nu}(i\omega) d\omega. \quad (17.22)$$

Так же определяются дисперсия и среднее квадратичное отклонение скорости, ускорения и скорости ускорения.

18. ПРОХОДИМОСТЬ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

18.1. Основные понятия о проходимости

Проходимость — эксплуатационное свойство, характеризующее способность лесотранспортной машины выполнять транспортную работу при определенных энергозатратах без разрушения или при допустимом разрушении структуры лесной почвы. Это одно из основных эксплуатационных свойств, позволяющих лесотранспортной машине уверенно двигаться по лесосеке, волоку, дороге различного состояния как с древесиной, так и холостым ходом.

Единого критерия оценки проходимости лесотранспортных машин, учитывающего условия эксплуатации, параметры и конструктивные особенности механизмов и систем, квалификацию оператора, нет. В этой связи необходимо разработать комплексный показатель проходимости лесотранспортных машин, по которому возможно:

- назначать минимально допустимую производительность и максимальные энергозатраты на транспортный процесс, при которых допустимо функционирование лесотранспортной машины;
- определять оптимальную рейсовую нагрузку, при которой будет обеспечена проходимость с максимальной производительностью и минимальными удельными энергозатратами;
- прогнозировать значение показателя проходимости для любого сочетания свойств волока (дороги), энергонасыщенности и рейсовой нагрузки.

При изучении проходимости лесотранспортных машин целесообразно рассмотреть показатели, характеризующие опорные и тягово-сцепные свойства, геометрические свойства, свойства поворотливости, экономические свойства.

Лесотранспортные машины, особенно машины, предназначенные для подвозки древесины, значительную часть времени совершают движения по временным лесным дорожным усам и веткам или в условиях полного бездорожья. Трелевочные тракторы и лесосечные машины, созданные на их базе, вынуждены преодолевать сильно переувлажненные участки волока, единичные препятствия в виде пней, валунов, валежен и др. Наличие большого количества единичных препятствий на лесосеке придает волоку извилистость в плане, трелевочный трактор при трелевке длительное время работает в режиме поворота, что снижает его производительность и увеличивает энергозатраты на трелевку.

На проходимость лесотранспортных машин оказывают влияние физико-механические свойства грунта, наличие на волоке корневой системы, порубочных остатков, подроста, рельеф местности, производственно-технологические факторы — вид рубок, технология работ, применяемые на валке машины, технологическое оборудование трелевочного трактора.

Известно, что ухудшение свойств лесовозных грунтовых дорог, волоков, влияющих на проходимость, сопровождается возрастанием потерь энергии на буксование движителя, увеличением расхода топлива и разрушением структуры почвы. Проходимость лесотранспортной машины нельзя рассматривать в отрыве от энергоемкости транспортного процесса; необходимо вводить ограничения на удельный технологический расход топлива с измерителем — расходом топлива на транспортную работу ($\text{кг/т} \cdot \text{км}$).

При работе трелевочного трактора на переувлажненной лесосеке даже экологически совместимый движитель может чрезмерно уплотнять почву с разрушением ее структуры, особенно на паечных и магистральных волоках.

Проходимость лесотранспортных машин — важнейшая научно-техническая проблема, решение которой окажет положительное влияние на эффективность лесозаготовительной промышленности.

18.2. Показатели и параметры проходимости

Опорные и тягово-сцепные показатели. Давление движителя на опорную поверхность, представляющую собой лесную почву, грунт, снег, искусственное покрытие автомобильной лесовозной

дороги, является одним из основных показателей проходимости лесотранспортных машин.

Среднее нормальное давление $q_{\text{ср}}$ на опорную поверхность гусеничного движителя определяется по зависимости:

$$q_{\text{ср}} = \frac{G_{\Gamma}}{BL_{\Gamma}}, \quad (18.1)$$

где G_{Γ} — нормальная нагрузка на гусеницы, Н; B — ширина гусениц, м; L_{Γ} — длина опорной поверхности гусениц (длина эпюры давлений), м. Максимальное нормальное давление $q_{\text{м}}$ гусеничного движителя на почву значительно выше среднего и может определяться из выражения:

$$q_{\text{м}} = K_{\text{н}} q_{\text{ср}}, \quad (18.2)$$

где $K_{\text{н}}$ — коэффициент неравномерности распределения давления, зависит от типа движителя и компоновки трактора (для трелевочных тракторов $K_{\text{н}} = 2,0 \dots 2,8$).

Сцепные свойства движителя — коэффициент сцепления движителя с опорной поверхностью зависит от среднего нормального давления движителя, площади опорной поверхности гусеницы или пятна контакта колеса, допустимого буксования, связности частиц и угла внутреннего трения грунта.

Давление шины на опорную поверхность распределяется по площади пятна контакта неравномерно. На лесных почвах отношение максимального давления шины на поверхность к среднему $q_{\text{ср}}$ равно $1,4 \dots 1,0$. Среднее давление можно определить:

$$q_{\text{ср}} = A p_{\text{ш}}^r, \quad (18.3)$$

где A — коэффициент, характеризующий жесткость шины (для ведущих колес $A = 1,1 \dots 1,3$); r — показатель ($r = 0,5 \dots 0,8$).

Площадь пятна контакта шины $F_{\text{ш}}$ без учета ее жесткости равна:

$$F_{\text{ш}} = \pi h \sqrt{bD} \approx \frac{G_{\text{т}}}{p_{\text{ш}}}, \quad (18.4)$$

где h — радиальная деформация шины, м; $G_{\text{т}}$ — радиальная нагрузка на шину, Н; b — ширина профиля шины, м; $p_{\text{ш}}$ — внутреннее давление воздуха в шине, кПа; D — наружный диаметр шины, м.

Коэффициент сцепления шины зависит от площади контакта. Так, для рыхлой лесной почвы при буксовании 18% с увеличени-

ем площади контакта с 0,1 до 0,2 м² коэффициент сцепления возрастает с 0,34 до 0,41. Из формулы (18.4) видно, что с уменьшением давления в шине увеличивается площадь пятна контакта и ее коэффициент сцепления. Низший предел давления в шине ограничен предельной радиальной ее деформацией. Кроме этого, при понижении давления увеличиваются потери на гистерезисе в шине и коэффициент сопротивления качению, который складывается из потерь на деформацию почвы и деформации шины. Движитель при движении лесотранспортной машины оказывает уплотняющее воздействие на лесную почву, которое оценивается плотностью почвы (кг/м³) и является одним из основных показателей, характеризующих плодородие почвы. Установлено, что при давлении на почву менее 50 кПа остаточного уплотнения не обнаружено. Следовательно, с точки зрения экологической совместимости системы «двигатель–лесная почва» давление движителя трелевочных тракторов и созданных на их базе лесосечных машин должно быть не более 50 кПа.

Ниже приведены значения нормальных давлений движителей на опорную поверхность:

	Внутреннее давление воздуха в шине, кПа	На опорную поверхность, кПа
Шины лесовозных автомобилей	370...550	400...600
Современные шины трелевочных тракторов	167...250	170...270
Перспективные шины трелевочных тракторов ..	60...100	65...110
Гусеничный движитель трелевочного трактора .	45...55	
Гусеничный движитель болотного типа	22...30	

Из приведенных данных видно, что даже дорогостоящие перспективные шины сложной конструкции не могут обеспечить экологическую совместимость системы «двигатель–лесная почва».

Удельная мощность $N_{уд}$ лесовозного автопоезда представляет собой отношение номинальной мощности двигателя $N_{ен}$ к полной массе автопоезда G_c :

$$N_{уд} = \frac{N_{ен}}{G_c}. \quad (18.5)$$

Современные автопоезда имеют удельную мощность от 5 до 8 кВт/т. Чем больше удельная мощность, тем лучше проходимость

автопоезда, но этот показатель качественный, так как нельзя ответить, насколько улучшится проходимость при увеличении удельной мощности, например на 20%, поэтому использование удельной мощности для оценки проходимости лесовозных автопоездов весьма ограничено.

Для оценки проходимости трелевочных тракторов используют показатель энергонасыщенности N_g — отношение номинальной мощности двигателя к массе трактора:

$$N_g = \frac{N_{ен}}{G_t}. \quad (18.6)$$

Отечественные трелевочные тракторы имеют энергонасыщенность: гусеничные 6,3...6,5 кВт/т; колесные 9,5...15,0 кВт/т. Исследованиями установлено, что с увеличением энергонасыщенности улучшается проходимость трелевочного трактора, энергонасыщенная трелевочная система с меньшими потерями энергии преодолевает поворот, ниже потери энергозатрат на буксование. Однако как недоэнергонасыщенность, так и переэнергонасыщенность снижает эффективность работы трелевочного трактора. Энергонасыщенность трелевочного трактора должна быть оптимальной для конкретного лесопромышленного региона и необходимо устанавливать соответствие рейсовой нагрузки свойствам волока и энергонасыщенности трактора.

Тягово-сцепной показатель. Потеря проходимости лесотранспортной машины может наступать как из-за нарушения сцепления движителя с опорной поверхностью, так и из-за превышения суммарного момента сил сопротивлений над крутящим моментом двигателя. Движение лесотранспортной машины, как известно, возможно при условии:

$$P_k \leq P_{кд} \leq P_{сц}.$$

Для равномерного движения лесовозного автопоезда по горизонтальному труднопроходимому участку пути, где скорость невелика:

$$P_k = G_c f; \quad P_{сц} = \phi G_c k_{сц},$$

где $k_{сц}$ — коэффициент сцепного веса, есть отношение сцепного веса $G_{сц}$ к весу лесотранспортной системы G_c . Тогда можно записать:

$$f \leq \frac{P_{кд}}{G_c} \leq \phi k_{сц}. \quad (18.7)$$

При хороших тяговых свойствах лесотранспортной машины, когда удельная сила тяги ($P_{\text{уд}} / G_c$) достаточна, возможность движения определяется соотношением коэффициентов f , ϕ , $k_{\text{сц}}$. В теории проходимости автомобилей введен показатель проходимости $\Pi_{\text{сц}}$, характеризующий относительный запас силы тяги по сцеплению движителя с опорной поверхностью:

$$\Pi_{\text{сц}} = \frac{\phi k_{\text{сц}} - f}{\phi k_{\text{сц}}} \quad (18.8)$$

Из выражения (18.8) видно, что улучшить проходимость можно изменением f , ϕ и $k_{\text{сц}}$. Для оценки проходимости при ускорении лесотранспортной машины на подъеме в формулу (18.8) необходимо ввести соответствующие коэффициенты ускорения. При скорости движения более 25 км/ч вместо удельной силы тяги по двигателю вводится динамический фактор, представленный отношением свободной силы тяги к полному весу лесотранспортной системы.

Формула (18.8) не применима для оценки проходимости трелевочного трактора и в ней не находят отражение энергоемкость транспортного процесса и экологические факторы.

Обобщенный показатель проходимости может применяться для сравнения проходимости лесовозных автомобилей и трелевочных тракторов в различных условиях транспорта древесины. В этом показателе отражаются не только тяговые свойства машины, но и скорость ее движения, производительность и энергоемкость транспортного процесса. Аналитически обобщенный показатель представлен так:

$$\Pi = \frac{Q_{\text{т}} S_{\text{т}} t_{\text{з}} g_{\text{т}}}{Q_{\text{э}} S_{\text{э}} t_{\text{т}} g_{\text{э}}} = \frac{Q_{\text{т}} v_{\text{т}} g_{\text{э}}}{Q_{\text{э}} v_{\text{э}} g_{\text{т}}}, \quad (18.9)$$

где $Q_{\text{т}}$, $Q_{\text{э}}$ — рейсовая нагрузка соответственно в тяжелых и эталонных условиях движения; $S_{\text{т}}$, $S_{\text{э}}$ — длина тяжелого и эталонного испытательных участков соответственно; $t_{\text{т}}$, $t_{\text{э}}$ — время движения по тяжелому и эталонному участкам соответственно; $v_{\text{т}}$, $v_{\text{э}}$ — средняя скорость на тяжелом и эталонном участках соответственно; $g_{\text{т}}$, $g_{\text{э}}$ — путевой расход топлива на тяжелом и эталонном участках.

Большое значение обобщенного показателя проходимости соответствует лучшей проходимости машины или условий движения. Обобщенный показатель позволяет определить проходимость машины или сравнивать проходимость нескольких лесотранспортных

машин после выполнения транспортной работы на эталонных и тяжелых условиях эксплуатации, т. е. он очень сложно поддается прогнозированию, а это значительный его недостаток.

Геометрические параметры проходимости характеризуют проходимость лесотранспортных машин по микронеровностям дороги (волоку), способность их преодолевать единичные препятствия и вписываться в дорожные габариты. К геометрическим параметрам относятся: дорожный просвет (клиренс) h ; углы переднего α_1 и заднего α_2 свесов или углы наклонов передней и задней ветвей гусеничной ленты; продольный радиус ρ_1 и поперечный радиус ρ_2 проходимости и радиус горизонтальной проходимости ρ_r (см. рис. 18.2).

Дорожным просветом называется расстояние между нижней точкой лесотранспортной машины и полотном опорной поверхности. Обычно у колесных машин дорожный просвет определяется габаритами картера главной передачи ведущего моста. Большой дорожный просвет позволяет преодолевать глубокий снежный покров, единичные препятствия в виде пней, валунов, валежен; лучше проходимость переувлажненных и заболоченных участков. Дорожный просвет стремятся увеличивать применением колес большого диаметра, уменьшением габаритов главной передачи, но с увеличением дорожного просвета ухудшается устойчивость машины.

Углы переднего и заднего свеса иногда называются углами въезда и съезда, они образуются между опорной поверхностью и плоскостями, касательными к колесам и выступающим низшим точкам передней и задней частей лесотранспортной машины. Эти углы характеризуют способность машины преодолевать канавы, ямы, рвы, единичные препятствия.

Углы наклонов передней и задней ветвей гусеничной ленты трелевочного трактора оказывают сложное влияние на проходимость. С уменьшением этих углов увеличивается опорная поверхность гусеницы, но ухудшается способность преодолевать единичные препятствия, канавы, ямы, рвы. У лесопромышленных тракторов с ходовой системой болотного типа углы въезда и съезда около 2° .

Радиусы продольной и поперечной проходимости — это радиусы вписанных окружностей между колесами и низшими точками лесотранспортной машины (рис. 18.1). Они позволяют определять максимальный радиус очертания препятствия, которое может преодолеть машина.

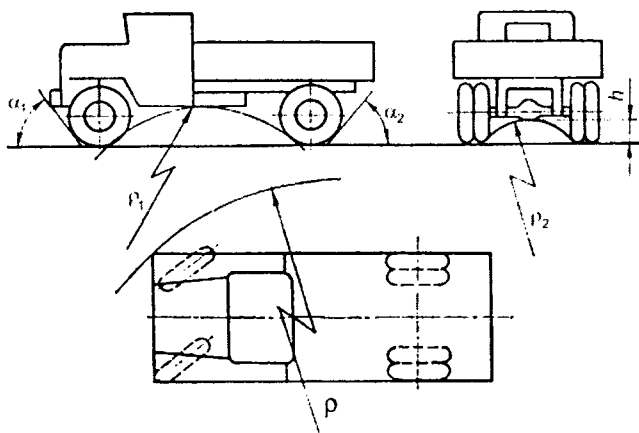


Рис. 18.1. Геометрические параметры проходимости

Радиус горизонтальной проходимости — это расстояние от центра поворота до крайней точки крыла переднего колеса, при повороте управляемых колес на максимальный угол. Он характеризует минимальный радиус поворота лесотранспортной машины, ее маневренность, размеры поворотного круга или площади, необходимой для разворота. В табл. 18.1 приведены некоторые параметры проходимости.

Таблица 18.1

Параметры проходимости лесотранспортных машин

Тип автомобиля или трактора	Дорожный просвет	Передний угол свеса, град	Задний угол свеса, град	Продольный радиус проходимости, м	Минимальный радиус поворота, м
Лесовозный автомобиль (6К6; 4К4)	300...360	40...50	45...51	3,0...5,0	10,5...14,5
Колесный трелевочный трактор	350...600	40...45	35...45	4,5...5,0	7,0... 8,0
Гусеничный трелевочный трактор	537...550	25...35	25...35	4,0...48	—

Для лесотранспортных машин остальные геометрические и габаритные параметры на проходимость не влияют.

18.3. Методы повышения проходимости

На проходимость лесотранспортных машин влияют многочисленные конструктивные и эксплуатационные факторы.

Количество осей и распределение нагрузки. Чем больше ведущих осей, тем лучше тягово-сцепные свойства лесотранспортной машины, меньше осевая нагрузка на опорную поверхность, проще достичь равномерного распределения нагрузки по осям. При качении колеса по дороге с твердым покрытием потери энергии в основном определяются потерями от деформации шины, т. е. гистерезисные потери, при этом сила сопротивления качению пропорциональна нагрузке на колесо. В теории движения колесных лесотранспортных машин установлено, что на сильнодеформированных грунтах увеличение нагрузки на колесо приводит к увеличению его сопротивления качению. Так, установлено, что при одинаковой нагрузке на ось сопротивление у четырехосного автомобиля на 20...30% меньше, чем у двухосного, улучшаются условия движения машины. Следовательно, масса лесовозного автопоезда или колесной машины первичного транспорта древесины должна распределяться по большому числу осей и все оси должны быть активными, т. е. ведущими. Такое техническое решение позволит повысить проходимость и снизить энергозатраты на транспортный процесс. Но с увеличением числа ведущих осей увеличивается масса и металлоемкость конструкции, повышается стоимость машины и эксплуатационные затраты и уменьшается коэффициент грузоподъемности.

Параметры колеса и давление воздуха в шине. Сложными зависимостями связаны параметры колеса, жесткость опорной поверхности и долговечность шин. С увеличением диаметра колеса увеличивается пятно контакта шины, а следовательно, снижается давление шины на опорную поверхность и улучшаются сцепные свойства движителя. В отечественном и мировом лесном машиностроении наблюдается тенденция применения на лесотранспортных машинах шин с пятном контакта более 1 м^2 . Установлено, что при работе на деформированных грунтах с увеличением диаметра и ширины шины уменьшаются затраты мощности на образование колеи и снижается коэффициент сопротивления качению. Давление воздуха в шине по-разному проявляется на деформированных грунтах и твердых дорогах. Мини-

мальный коэффициент сопротивления качению можно получить при определенном соотношении давления воздуха в шине и нагрузке на колесо. При рассматривании влияния параметров колеса и давления в шине следует иметь в виду, что уменьшение силы сопротивления качению колеса уменьшает вероятность ограничения по сцеплению колеса с опорной поверхностью, т. е. улучшается условие движения лесотранспортной машины.

Режим качения колеса. Колесо может катиться в ведущем и ведомом режимах. Ведущее колесо значительно лучше, чем ведомое, преодолевает единичное препятствие.

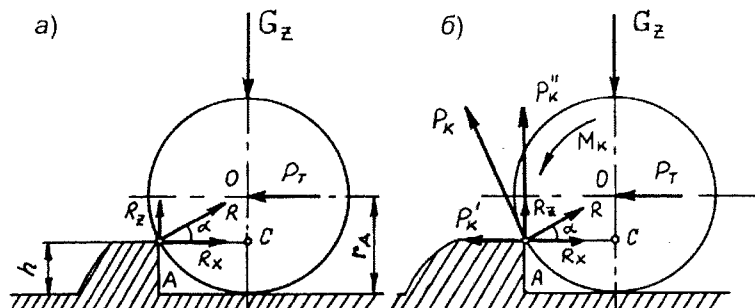


Рис. 18.2. Схема сил, действующих на колеса, при преодолении ими единичного препятствия:

a — ведомое колесо; *б* — ведущее колесо

На рис. 18.2*a* приведены схемы взаимодействия ведомого колеса в процессе преодоления единичного препятствия высотой h_n .

На колесо действуют вес G_z , толкающая сила P_T и реакция препятствия R . Из условия равновесия колеса:

$$P_z = G_z; \quad P_x = P_T. \quad (18.10)$$

Действующие на колесо силы имеют следующую связь:

$$P_z = p_x \operatorname{tg} \alpha = P_T \operatorname{tg} \alpha; \quad P_T = \frac{G_z}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (18.11)$$

Из треугольника AOC определим $\operatorname{tg} \alpha$:

$$\operatorname{tg} \alpha = OC/AC = \frac{r_d - h_n}{\sqrt{2r_d h_n - h_n^2}},$$

тогда

$$P_{\tau} = \frac{G_Z}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{G_Z \sqrt{2r_d h_{\pi} - h_{\pi}^2}}{r_d - h_{\pi}}. \quad (18.12)$$

Из выражения (18.12) видно, что если высота препятствия h_{π} равна динамическому радиусу колеса, то сила P_{τ} будет очень большой и при встрече ведомого переднего колеса лесовозного автомобиля (колесная формула, например, 4×2, 6×4) с препятствием такой высоты он не способен преодолеть его даже при высоких тягово-сцепных свойствах.

К ведущему колесу в отличие от ведомого подводится крутящий момент M_k , под воздействием которого появляется реакция, называемая касательной силой тяги P_k (рис. 18.2б) под действием сил P_r и G_z в контакте ведущего колеса с препятствием также возникают реакции P_x и P_z . Разложив силу P_k и спроектировав составляющие всех сил на вертикальную и горизонтальную оси, получим:

$$P_{\tau} = P_x - P_k; \quad G_z = R_z + P''_k. \quad (18.13)$$

Из уравнений (18.13) видно, что дополнительная сила P''_k , возникшая под воздействием крутящего момента M_k , позволяет преодолевать ведущему колесу единичное препятствие с высотой, равной радиусу ведущего колеса, а сила P'_k уменьшает составляющую P_x силы сопротивления качению колеса. Поэтому все специализированные колесные лесотранспортные машины, включая колесные трелевочные тракторы, имеют колесную формулу 4К4, 6К6 и 8К8

Д и ф ф е р е н ц и а л м е ж о с е в о й. Колесная формула и тип межосевого привода влияют на проходимость и энергоемкость транспортного процесса. На современных полноприводных лесовозных автомобилях применяются трансмиссии с заблокированным и дифференциальным приводом. Исследованием движения полноприводных лесотранспортных машин по грунтовым лесным дорогам установлено, что минимальные затраты энергии на качение достигаются при равномерном распределении веса по осям, а при равных коэффициентах сцепления и сопротивления качению необходимо подводить одинаковые крутящие моменты, что обеспечивается дифференциальным приводом осей. Однако при возникно-

влении ограничения силы тяги по сцеплению одного моста к остальным мостам, связанным с ним дифференциальным приводом, будет подводиться такой же ограниченный крутящий момент.

Наивысшая проходимость колесных лесотранспортных машин достигается на деформированных грунтах при заблокированном межосевом приводе. В некоторых почвенно-грунтовых условиях заблокированный привод осей обеспечивает рациональное распределение крутящего момента между осями и минимальное значение коэффициента сопротивления качению колес. Однако при движении полноприводной лесотранспортной машины по дороге с твердым покрытием или со значительными микронеровностями при заблокированном приводе осей может возникать кинематическое несоответствие, вызывающее циркуляцию в трансмиссии паразитной мощности.

Д и ф ф е р е н ц и а л м е ж к о л е с н ы й. Проходимость колесной лесотранспортной машины зависит от типа и конструкции межколесного дифференциала. Лесовозные автомобили имеют простые конические симметричные дифференциалы, предназначенные для дифференцирования скорости вращения колес. Наряду с этим весьма полезным назначением дифференциал значительно снижает проходимость лесотранспортной машины вследствие симметричного распределения крутящего момента между колесами. При ограничении касательной силы тяги по сцеплению одного колеса с опорной поверхностью к другому колесу, имеющему лучше сцепление, будет подводиться такой же крутящий момент колесу, не имеющему сцепления. В реальных условиях движения наблюдается постоянное относительное вращение элементов дифференциала, вызванное поворотом машины, микронеровностями поверхности пути, разными динамически радиусами колес. Трение в простом коническом дифференциале увеличивает тягу на отстающем колесе всего на 4...6%, поэтому суммарная касательная сила тяги двух колес ведущего моста зависит от сцепных свойств колеса с малым коэффициентом сцепления.

Для оценки работы дифференциала используют коэффициент блокировки дифференциала. Применяют принудительную и автоматическую блокировку дифференциала. На лесовозном автомобиле КраЗ-6437 установлено блокировочное устройство дифференциала, при принудительном включении которого

дифференциал выключается и колеса имеют блокированный привод. Суммарная касательная сила тяги при блокировке дифференциала возрастает на 20...25%.

На колесных трелевочных тракторах (ТЛК-4-01, К-703М) вместо межколесных дифференциалов применяются самоблокирующиеся муфты свободного хода. Такие механизмы значительно улучшают проходимость машины, так как обеспечивают максимальную возможную сцепную силу тяги ведущего моста при любых коэффициентах сцепления колес.

Колеи передних и задних колес. При образовании колеи в процессе движения лесотранспортной машины по деформированному грунту возникает значительное сопротивление качению и большие затраты энергии. В случае несовпадения колеи задних колес с колеей передних колес энергозатраты на образование колеи возрастают, а проходимость ухудшается, так как увеличивается вероятность ограничения силы тяги по сцеплению. Несовпадение колеи допускается и у автомобилей со всеми одинарными колесами. Разница в ширине передних и задних колес односкатных колес не должна превышать 25...32% ширины профиля шины. В лесном машиностроении наблюдаются тенденции к замене задних сдвоенных колес одинарными колесами с широкопрофильными шинами.

Т р а н с м и с с и я. Применение на лесотранспортных машинах ступенчатой механической трансмиссии с разрывом потока мощности, подводимого к движителю, не способствует проходимости машин, так как при трогании машины с места и переключении передач возникают силы инерции, а следовательно, повышается вероятность нарушения условий движения — ограничение по сцеплению. В ближайшей перспективе на трелевочных тракторах будут применяться трансмиссии с гидropередачами, обеспечивающие автоматическое изменение касательной силы тяги в соответствии с изменением суммарных сил сопротивления движению, плавное трогание машины с места; все это резко повысит проходимость лесотранспортных машин.

Гусеничный движитель обеспечивает более высокую проходимость лесотранспортной машины, чем колесный. На современных отечественных трелевочных тракторах устанавливается гусеничный движитель с техническими решениями, пред-

ложенными в 1920-х годах. В перспективе следует ожидать применения гусеничных движителей из синтетических материалов. Было создано несколько вариантов пневмогусениц, ленточных гусениц, пневмотраков, позволяющих оснастить машину движителем с очень низким средним давлением. Например, трелевочный трактор «Формост-195», выпускаемый фирмой в начале 1970-х годов, общей массой с грузом около 20 т, на гусеницах из резинонейлоновой ленты, армированной стальным канатом, имел среднее давление 40 кПа. Легкая эластичная гусеница позволила создать трелевочный трактор, обладающий высокой энергонасыщенностью (11 кВт/т) и скоростью движения (до 23,5 км/ч). Финская фирма «Normet» экспонировала еще на выставке «Лесдревмаш-84» сортиментовоз «Фарми-Трак» на ленточных гусеницах с рекордно малым давлением движителя на почву — 5 кПа.

Гусеница из легких высокопрочных материалов с необходимой площадью опорной поверхности обеспечит экологическую совместимость «двигатель-почва», высокую скорость движения, хорошую проходимость и малую удельную металлоемкость машины.

19. ТРАНСМИССИИ

19.1. Общие понятия и определения

Трансмиссия машины — совокупность силовых передач. В энциклопедическом представлении силовая передача, а точнее передача — устройство (механизм) для подачи механических движений от одного объекта к другому. Может осуществляться с изменением значения или скорости движения, усилия или крутящего момента с преобразованием вида движения (например, вращательного в поступательное). Подразделяются на механические (зубчатые, фрикционные, шарнирно-рычажные и др.), электрические, гидравлические и пневматические, то есть движение преобразуется соответственно с участием электрической энергии, жидкости, газов. Назначением трансмиссии является также изменение частоты вращения ведущих органов машин и подводимого к ним момента в заданных пределах по величине и направлению, отбор мощности на технологическое оборудование. К трансмиссии относятся: сцепление, коробка передач (или гидротрансформатор и коробка передач, или гидрообъемная передача), карданные передачи, раздаточная коробка и ведущие мосты, а также валы отбора мощности и их приводы.

Передаточное число изменяется с помощью силовых передач, по типу которых классифицируются трансмиссии. Существуют трансмиссии с механическими, гидравлическими и электрическими силовыми передачами.

Механические силовые передачи могут обеспечивать как ступенчатое, так и бесступенчатое изменение передаточного числа, а гидравлические и электрические передачи всегда бесступенчатое. Однако в чистом виде две последние передачи обычно не применяются. Наряду с электрическими и гидравлическими передача-

ми в трансмиссии автомобилей и тракторов, как правило, имеют дополнительные коробки передач, зубчатые редукторы, включенные последовательно или параллельно с бесступенчатыми передачами. Поэтому существующие автотракторные трансмиссии делят на механические, гидромеханические, гидрообъемные и электромеханические.

Несмотря на ряд достоинств, электропередача пока не получила широкого распространения на автомобилях и тракторах из-за следующих недостатков: больших масс агрегатов трансмиссии, превышающих массы механических и гидромеханических трансмиссий (8...15 кг/кВт); сравнительно низкого КПД; большого расхода дорогостоящих цветных металлов; высокой стоимости изготовления; относительно больших величин неподрессоренных масс.

Наибольшее распространение на современных отечественных и зарубежных автомобилях и тракторах, в том числе и на лесных, получили механические, гидромеханические и гидрообъемные трансмиссии.

Механические силовые передачи отличаются простотой конструкции, надежностью, высоким КПД, низкой стоимостью. Так, КПД трансмиссии лесотранспортной машины находится в пределах 0,9...0,95. Масса таких трансмиссий 3...6 кг/кВт, что значительно ниже, чем у других типов передач. Существенные недостатки: ступенчатое регулирование передаточного числа, разрыв силового потока и ударные нагрузки при переключении передач, трудность управления не позволяют ставить этот тип трансмиссий в ряд перспективных для лесных транспортных машин. Недостатком механических силовых передач является также сложность компоновки на многоприводных автомобилях. Тем не менее перечисленные положительные качества механических передач обуславливают их повсеместное применение на современных лесотранспортных машинах.

В гидравлических передачах энергия двигателя передается через бесступенчатый гидравлический преобразователь замкнутым потоком рабочей жидкости. Если при этом используется кинетическая энергия жидкости, то такие передачи называются гидродинамическими, давление жидкости в них до 0,3...0,8 МПа при скорости потока 20...30 м/с.

Гидрообъемными называются передачи, в которых энергия передается за счет изменения статического напора (10...40 МПа), а

скорость потока при этом не выше 5 м/с. Гидрообъемные передачи получают распространение как на отечественных лесосечных машинах, так и на зарубежных образцах специальных лесных машин. Для лесных машин, имеющих гидрофицированное рабочее оборудование, этот тип трансмиссий наиболее перспективен.

19.2. Сцепление

Сцепление, или муфта сцепления тракторов и автомобилей служат для передачи крутящего момента двигателя, временного отсоединения двигателя от трансмиссии и плавного их соединения. Такая необходимость возникает при трогании с места, переключении передач, кратковременной остановке машины, а также при получении малых (ползучих) скоростей. Сцепления устанавливают между двигателем и коробкой передач. Сцепление должно надежно передавать крутящий момент двигателя механической трансмиссии, обеспечивать полное включение и выключение; плавно включаться с постепенным нарастанием момента трения и поддерживать его постоянным во включенном положении; ведомая часть сцепления должна обладать возможно меньшим моментом инерции; поддерживать допустимый тепловой режим работы во избежание перегрева; надежно предохранять детали трансмиссии от перегрузок; обеспечивать гашение высокочастотных крутильных колебаний, вызываемых работой двигателя; быть легким и удобным в управлении.

По способу передачи крутящего момента сцепления бывают фрикционные, гидравлические и электрические.

В современном автотракторостроении распространение получили первые два типа сцеплений.

Фрикционные механические дисковые сцепления тракторов и автомобилей подразделяют по некоторым основным признакам.

По роду трения дисковые сцепления подразделяют на «сухие» и «мокрые». Диски первых работают в сухих корпусах без смазки, а диски «мокрых» сцеплений работают в масле. Они сложнее, но имеют больший моторесурс. Для тракторов с мощностью двигателя до 100 кВт целесообразно применять «сухие» сцепления, а свыше 100 кВт — «мокрые», так как для них муфты сухого трения получают значительных габаритов.

По числу ведомых дисков сцепления разделяются на однодисковые и двухдисковые. На сухих муфтах применяют не более двух дисков.

По типу нажимного устройства различают сцепления постоянно замкнутые, если нажимной механизм пружинного типа, и непостоянно замкнутые, когда нажимной механизм рычажно-пружинного типа. В первых давление создается пружинами, постоянно прижимающими диски друг к другу. В рычажно-пружинных сцеплениях давление на диски создается нажимным механизмом и сохраняется за счет сил упругих деформаций рычажной системы механизма включения.

На лесотранспортных машинах применяют постоянно замкнутые сцепления. Сцепление (см. рис. 19.1) устанавливают на маховике 1 (традиционная компоновка). К ведущей части сцепления относятся маховик, кожух 12 и соединенный с ними нажимной диск 3. Возможны варианты соединения паз-шпонка, паз-шип, палец-цилиндрическое отверстие, тангенциальные пластинки и т. д. Ведомая часть состоит из ведомого диска 2 и вала 5. Ведомый и нажимной диски прижимаются к маховику пружинами 4, упирающимися в кожух 12. Пружины от 9 до 19 штук создают нажимное усилие. При отпущенной педали управления 9 пружины прижимают поверхности трения друг к другу, поэтому сцепление называется постоянно замкнутым. Диски разъединяются механизмом управления. В него входят педаль 9, тяга 10, рычаг управления 11, выжимная муфта 8 с подшипником, выжимные рычаги 7, закрепленные шарнирно на стойках, и тяги 6, соединенные с нажимным диском. При нажатии на педаль выжимная муфта поворачивает рычаги 7 и нажимной диск 3 отводится от маховика, преодолевая силу нажимных пружин. Сцепление выключено. Однодисковые сцепления отличаются высокой «чистотой» выключения. Их использование, как правило, ограничено до $M_e = 700 \dots 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Зазор А необходим для компенсации износа трущихся поверхностей. В случае их износа рычаги 7 не должны упираться в выжимную муфту 8. Это вызовет снижение сжатия нажимных дисков и соответственно момента трения муфты, а также быстрый износ выжимного подшипника.

Двухдисковое сухое постоянно замкнутое сцепление устанавливают на тракторах и автомобилях с более мощными двигателями, когда одного ведомого диска недостаточно для передачи

крутящего момента. Двухдисковые сцепления обеспечивают более плавное включение, но в них труднее осуществить необходимую чистоту отключения. Принцип действия двухдискового сцепления ясен из схемы (рис. 19.1б). Возможные перекосы и заклинивание дисков 2 и 13 на валу могут привести к неполному выключению сцепления. Чтобы этого не произошло, ведущий диск 13 от маховика отжимается пружинами 15, а его перемещение вправо ограничено винтом 14. Таким образом, оба ведомых диска оказываются незажатыми и сцепление при правильной регулировке достаточно чисто разъединяет двигатель и трансмиссию.

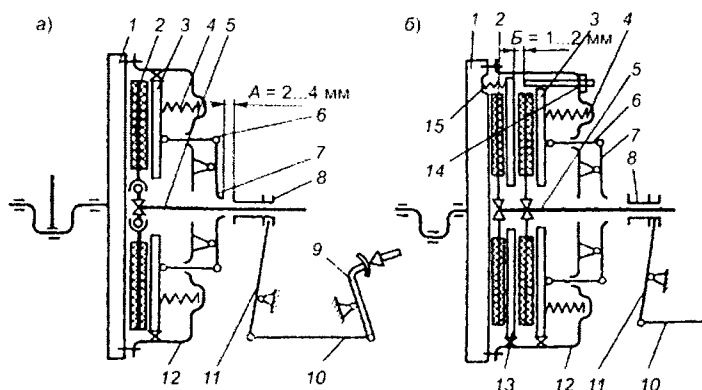


Рис. 19.1. Схемы сцепления:
а — однодисковые; б — двухдисковые

В настоящее время для тяжело нагруженных сцеплений применяются металлокерамика, полиамидные, углеродные волокна и стекловолокно.

Надежность передачи крутящего момента и обеспечение требуемого срока службы сцепления достигается правильным выбором коэффициента запаса муфты, размеров и количества трущихся поверхностей и обеспечением их износостойкости и нормального теплового режима.

Статический расчетный момент сцепления $M_{ст}$ определяется по формуле:

$$M_{ст} = \beta M_{ен}, \quad (19.1)$$

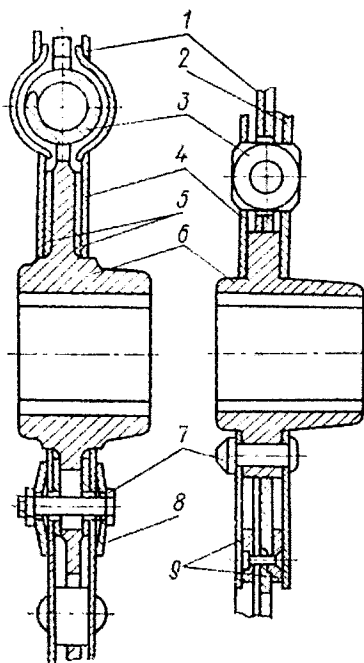
где $M_{ен}$ — номинальный момент двигателя; β — коэффициент запаса муфты сцепления.

Рис. 19.2. Гасители крутильных колебаний

При передаче крутящего момента от двигателя к движителю в трансмиссии возникают пиковые динамические нагрузки и крутильные колебания, возмущаемые различными источниками (двигатель, зубчатые зацепления, микронеровности опорной поверхности и т. д.).

Возможны режимы, при которых в трансмиссии возникнут резонансные явления, сопровождаемые ростом амплитуд напряжений в деталях. Гасители крутильных колебаний, устанавливаемые на ведомых дисках сцепления, предназначены для снижения высокочастотных колебаний. Независимо от конструкции они работают по принципу рассеивания энергии. Наибольшее распространение получили пружинно-фрикционные механизмы, у которых роль упругих элементов играют цилиндрические или пластинчатые пружины, резиновые элементы, смонтированные между ведомым диском и фланцами вала сцепления (рис. 19.2).

Пружины 3 устанавливаются в окнах ступицы 6 ведомого диска и в дисках 1, 2 и 4 с предварительным натягом. Рассеивание энергии происходит на поверхностях трения, образованных дисками 1, 4, 5, 9. Сжатие поверхностей трения осуществляется заклепками или болтами 7. Тарельчатые пружины 8 придают стабильность усилию сжатия. Основными параметрами, характеризующими гаситель сцепления, являются: момент трения M_{τ} , момент предварительной затяжки пружины M_{μ} , момент замыкания упругого элемента M_{ϵ} , угол относительного поворота φ_{ϵ} , жесткость пружин. Значения параметров гасителя получают из динамического анализа уравнений движения колебательной многомассовой системы, эквивалентной реальной трансмиссии машины.



Управление сцеплением осуществляется механической (см. рис. 19.1) или гидравлической системой привода. Гидравлический привод имеет главный и рабочий цилиндры. Давление в главном цилиндре, создаваемое при нажатии водителем на педаль, передается по трубкам в рабочий цилиндр. Под давлением жидкости поршень рабочего цилиндра перемещается и своим штоком воздействует на вилку выключения.

Усилие на педали сцепления лесных машин должно ограничиваться величиной 120 Н. Если механической или гидравлической системами невозможно получить требуемое передаточное число от педали до вилки выключения, то в приводе сцепления устанавливается усилитель. Усилители бывают механические (пружинные), гидравлические, пневматические, пневмогидравлические. Гусеничные трелевочные тракторы ОТЗ и АТЗ оснащены гидравлическими усилителями в приводе сцепления. На колесных трелевочных тракторах и лесовозных автомобилях МАЗ механическая система привода оснащена пневматическим усилителем со следящим устройством.

19.3. Механические коробки передач

Коробка передач (КП) является механизмом трансмиссий автомобилей и тракторов и служит для изменения передаваемого крутящего момента и частоты вращения в заданном диапазоне, реверсирования выходного вала, длительного отсоединения двигателя от ведущих колес, отбора мощности для технологического оборудования. Наибольшее распространение получили механические шестеренчатые коробки передач, ступенчато изменяющие передаточное число трансмиссии. Основными их достоинствами являются высокий КПД (0,96...0,98), малые размеры и масса, высокая надежность и простота в эксплуатации, невысокая стоимость. Благодаря этим качествам такие КП широко применяются на различных типах автомобилей и тракторов.

Шестеренчатые ступенчатые КП могут быть с неподвижными в пространстве осями валов и планетарные. Первые принято называть вальными. Вальные коробки передач широко применяют как в механических, так и в гидромеханических трансмиссиях, а планетарные чаще используют как механический ступенчатый

преобразователь крутящего момента в гидромеханических трансмиссиях. Первый тип КП, как правило, имеет принудительное управление. Планетарные КП иногда оснащают частичным или полностью автоматизированным управлением. Получившие широкое распространение вальные коробки передач с фрикционным включением при необходимости также могут иметь автоматизированные системы управления. Несмотря на то, что кинематические схемы и конструктивные особенности ступенчатых механических тракторных и автомобильных коробок передач имеют свои особенности, их можно классифицировать по ряду общих признаков: количеству передач переднего хода; способу зацепления шестерен; способу включения передач; взаимному расположению осей входного и выходного валов; числу ветвей, передающих энергию двигателя ведущим колесам.

Автотракторные коробки передач имеют число ступеней от 5 до 16. В редких случаях на многоцелевых колесных тракторах устанавливаются коробки передач с 24 ступенями. Диапазон скоростей движения современного колесного трактора находится в пределах от 0,03 до 9,50 м/с (0,10...34 км/ч). Базовые коробки передач с двумя степенями свободы в нейтральном положении выполняются с числом передач от трех до шести. Чтобы получить нужную передачу, в такой коробке достаточно включить один элемент управления. Для получения большего числа ступеней применяют составные и многовальные коробки передач, которые называются многоступенчатыми. Число степеней подвижности валов таких коробок передач может быть три или четыре. Число элементов для включения требуемой передачи будет на единицу меньше, чем число степеней подвижности.

По способу зацепления шестерен различают коробки с подвижными шестернями и с шестернями постоянного зацепления. Отсюда деление по способу включения: перемещением подвижных шестерен, зубчатыми муфтами или синхронизаторами. Отдельную группу образуют коробки передач с фрикционным включением, их называют коробки передач с переключением на ходу. По взаимному расположению ведущего и ведомого валов коробки разделяют на соосные и несоосные. Соосными являются трех-вальные коробки, имеющие прямую передачу, несоосными — двух-вальными. Большинство коробок передач механических трансмиссий устроены так, что каждая работающая зубчатая

пара передает весь крутящий момент, идущий от двигателя. Известны соосные двухпоточные коробки передач, оканчивающиеся собирателем момента в виде планетарного трехзвенника. Такие КП применяются при высоких значениях передаваемой мощности. Получают распространение на гусеничных машинах (Т-150, Т-330) многовальные коробки передач с двумя индивидуальными потоками к левой и правой гусеницам. Эти коробки передач одновременно выполняют функции механизмов поворота.

Рассмотрим кинематические схемы некоторых коробок передач. Наиболее простая схема у двухвальной коробки (рис. 19.3а), выполненной по несоосной схеме и получившей наибольшее распространение на тракторах (эти коробки часто называют тракторными). Передача подводимой мощности в такой КП осуществляется одной парой шестерен переднего хода. Существенным отличием двухвальной коробки передач от трехвальной является отсутствие в ней прямой передачи. В трехвальной автомобильной КП (рис. 19.3б) силовой поток проходит последовательно через два зубчатых зацепления, что позволяет реализовать передаточные числа до $i_{\text{кп}} = 7 \dots 9$. Такая коробка передач объединяет три основных вала: первичный (входной), вторичный (выходной) и промежуточный. Входной и выходной валы соосны. Шестерня первичного вала находится в постоянном зацеплении с шестерней промежуточного вала. Таким образом, промежуточный вал вращается постоянно. На втором валу свободно на подшипниках установлены шестерни, находящиеся в постоянном зацеплении с соответствующими шестернями промежуточного вала. С помощью синхронизаторов и зубчатых муфт включается в работу та или иная пара шестерен. Перемещением влево каретки синхронизатора V передачи и соединением кулачковой муфты получают прямую передачу, и мощность от двигателя напрямую передается на выходной вал КП. Это режим наибольшего КПД коробки передач. Данная схема сложнее тракторной, однако она получила повсеместное распространение на автомобилях. Это объясняется тем, что большинство автомобилей преобладающее время пробега работают в постоянном режиме скорости и нагрузки, т. е. на какой-то одной передаче, остальные же передачи работают в основном при разгоне и повышенных сопротивлениях движению.

Тракторам, работающим, как правило, вне дорог, свойственно движение на ряде промежуточных передач, которые тракторист

выбирает в зависимости от конкретных условий движения, поэтому прямая передача не имеет для них такого значения, как для автомобилей.

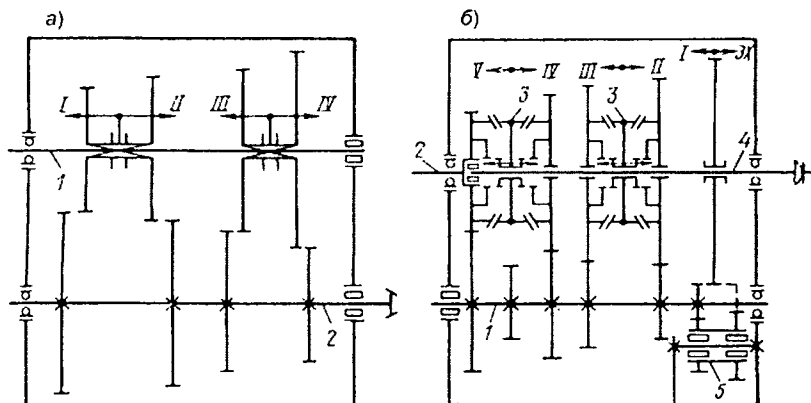


Рис. 19.3. Схемы коробок передач:

а — тракторной двухвальной: 1 — вал ведущий; 2 — вал ведомый;
 б — автомобильной: 1 — вал промежуточный; 2 — вал ведущий (первичный);
 3 — синхронизаторы; 4 — вал ведомый (вторичный); 5 — блок шестерен реверса;
 I...V — номер передачи.

В современных конструкциях автомобильных коробок передач зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении. Исключение составляют только шестерни первой передачи и заднего хода. Процесс переключения передач в автомобильных коробках такого типа производится с помощью синхронизаторов. При включении в работу шестерен, находящихся в постоянном зацеплении, ударную нагрузку воспринимают сразу все торцовые зубья или кулачки муфт включения, предотвращая тем самым сколы и смятие торцов зубьев шестерен, являющихся основной причиной выхода из строя коробок передач с подвижными шестернями. Кроме того, при постоянном зацеплении можно применять косо-зубые шестерни, что в сравнении с прямозубыми снижает шум и увеличивает срок службы коробок передач. Установка шестерен на подшипниках вызывает необходимость обеспечивать их смазку, для чего на большегрузных автомобилях устанавливают шестеренчатые масляные насосы, которые через специальные каналы в корпусах и валах подают масло к подшипникам шестерен.

На рис. 19.3б показана типичная схема передачи заднего хода. Блок 5 из двух зубчатых венцов (или одного уширенного) установлен свободно на неподвижной оси. Один венец блока постоянно связан с шестерней промежуточного вала. Шестерня выходного вала 4 отводится вправо до зацепления с другим венцом блока 5. Движение передается от шестерни промежуточного вала к блоку 5 и далее шестерне I-ЗХ выходного вала.

Как было отмечено, автомобили повышенной грузоподъемности и проходимости и тракторы, которым приходится работать в тяжелых дорожных условиях, что особенно свойственно лесотранспортным машинам, должны иметь расширенный диапазон передаточных чисел коробок передач. Многоступенчатые авто-тракторные коробки передач образуют присоединением к базовой коробке дополнительного редуктора. В основном это двухступенчатые редукторы с прямой и замедленной передачами, обеспечивающие удвоенное число ступеней трансмиссии. Дополнительные редукторы часто сочетают с устройствами, распределяющими крутящий момент между ведущими мостами. Вместе они образуют раздаточные коробки.

Для лесовозных автомобилей и трелевочных тракторов расширение диапазона коробки передач связано в основном с увеличением общего передаточного числа в зоне низших передач. На автомобилях высокой грузоподъемности (автопоездах) получили распространение коробки передач с редукторами-делителями (делителями). Делитель представляет собой дополнительный редуктор, увеличивающий вдвое число передач, но практически не расширяет диапазона коробки, а уплотняет ряд геометрической прогрессии передач внутри этого диапазона. Базовые коробки в этом случае могут выполняться с уширенным диапазоном передаточных чисел, что позволяет использовать их без делителя на тех же автомобилях без трейлеров и прицепов.

Из кинематической схемы составной коробки передач автомобиля (см. рис. 19.4а) видно, что делитель имеет прямую и пониженную передачи (H и B). Такой редуктор не снижает общий КПД трансмиссии, так как число зубчатых пар, передающих крутящий момент, то же, что у базовой коробки. На рис. 19.4б приведена схема составной тракторной коробки передач. Такого типа коробка установлена на тракторах ТТ-4 и ТТ-4М, обеспечивая восемь передач вперед и четыре назад. Трехвальный редуктор дает

прямую и пониженную передачи ($1P$ и $2P$), а также реверс ($3X$). Основная двухвальная коробка имеет четыре ступени. В конструкциях коробок передач отечественных гусеничных трелевочных тракторов до настоящего времени сохранился способ переключения передач подвижными шестернями. Это, как известно, приводит к остановке трактора в процессе переключения передач, вызывает потери скорости движения. Дальнейшее трогание с места сопровождается каждый раз повышенным расходом топлива, что снижает эффективность использования трелевочных тракторов, а также ухудшает проходимость машины.

Современные гусеничные и колесные тракторы оснащаются коробками передач, конструкции которых позволяют переключать передачи без разрыва или с малым разрывом потока мощности (переключение на ходу). Это ступенчатые шестеренчатые коробки передач, в которых в качестве механизма включения зубчатых пар используются фрикционные муфты, работающие в масле.

Механизмы для переключения передач (см. рис. 19.5). Их устройство зависит от конструкции и типа коробки передач. Передвижные шестерни и кулачковые муфты перемещаются специальным механизмом управления. На автомобилях и тракторах рычаг управления устанавливают обычно в шаровой опоре 1 крышки коробки передач. Нижний конец рычага входит в прорезь одного из ползунов 3. Наклоняя рычаг вперед или назад, перемещают в противоположную сторону ползун 3, который увлекает за собой вилку 5. Она перемещает шестерни по валу в требуемом направлении до включения передачи. Попытка включить передачу при не полностью выключенном сцеплении приводит к сколу зубьев шестерен, для предотвращения которого и устанавливают блокировочное устройство.

Фиксаторы 4 блокировочного устройства всех переключающих ползунов 3 расположены под валиком 2 блокировочного механизма. Когда сцепление включено, паз валика 2 располагается так, что фиксаторы не могут выйти из углубления, и передачу переключить невозможно. При перемещении педали сцепления против часовой стрелки одновременно повернется валик 2. Таким образом, только при полностью выключенном сцеплении фиксаторы могут быть приподняты, и водитель сумеет передвинуть переключающие валики для включения необходимой передачи.

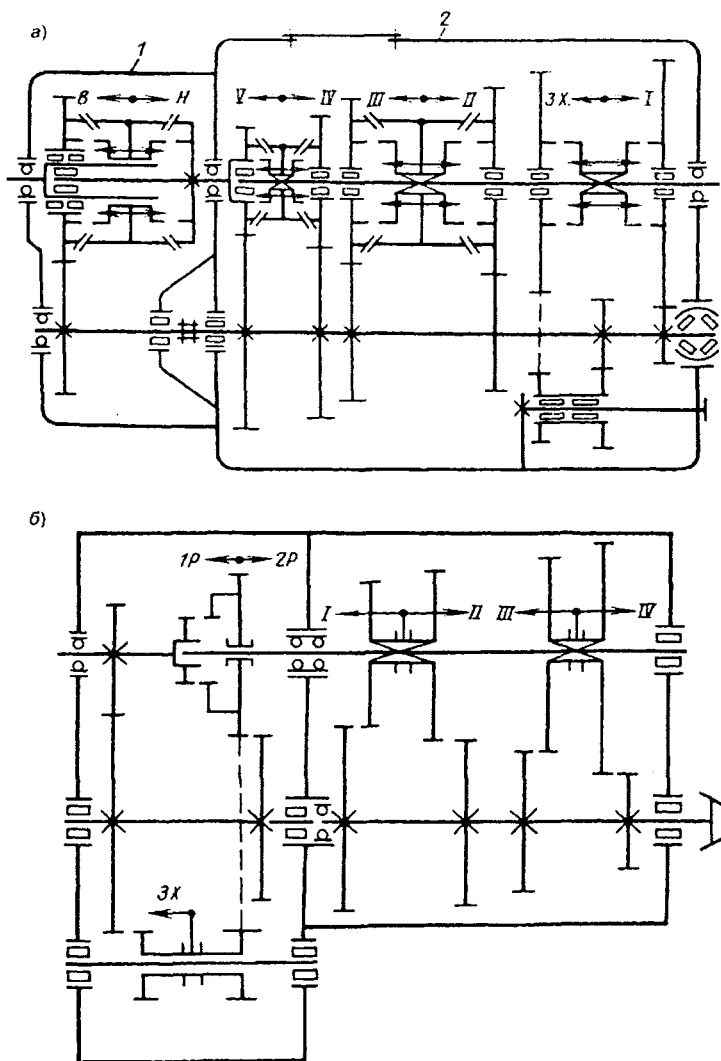


Рис. 19.4. Схемы составных коробок передач:
a — автомобильной с делителем: 1 — делитель; 2 — пятискоростная коробка передач; *b* — тракторная восьмискоростная (ТТ-4); I...IV — номер передачи

Блокировочное устройство уменьшает удар шестерен и облегчает переключение передач. Включенную шестерню или муфту необходимо зафиксировать в данном положении, так как под воздействием больших нагрузок валы, на которых сидят шестерни, прогибаются, возникающие осевые силы стремятся сдвинуть подвижную деталь по шлицам и вывести ее из зацепления. Для того, чтобы этого не случилось и передачу не выбивало, должна быть предусмотрена надежная фиксация подвижных деталей в заданном положении. Кроме того, механизм управления должен исключать возможность одновременного включения двух передач, что может случиться, если нижняя головка рычага управления потянет сразу два переключающих валика. Для выполнения этих двух требований служат фиксаторы и замки (рис. 19.6).

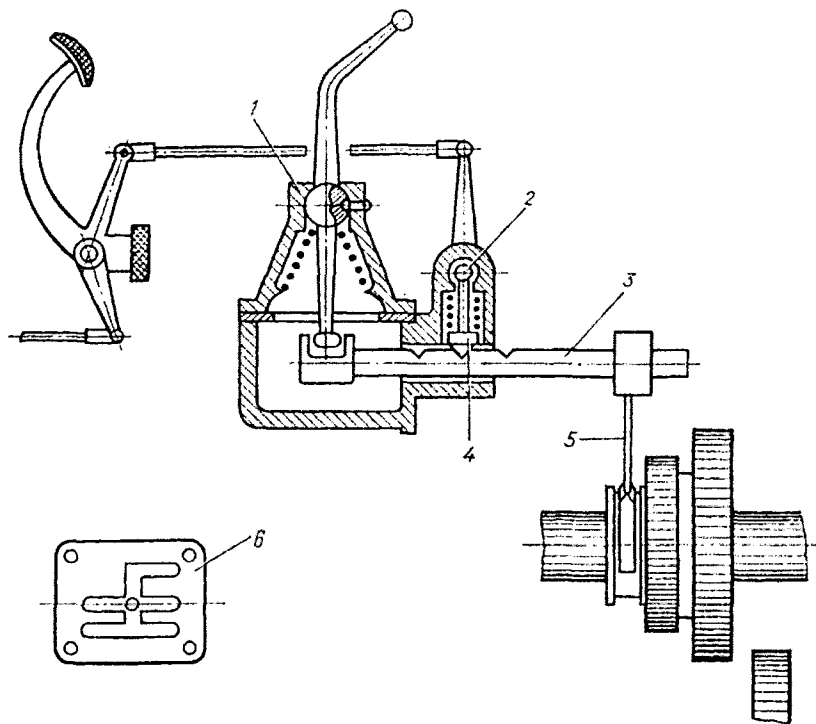
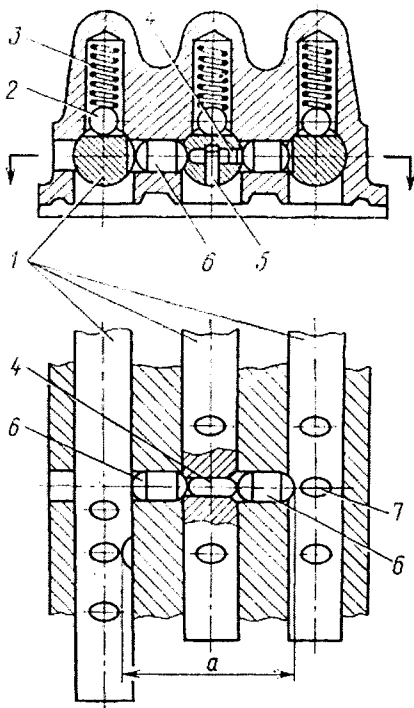


Рис. 19.5. Механизм переключения передач

Рис. 19.6. Фиксаторы и замок коробки передач

На переключающих валиках 1 сделаны углубления 7 по числу необходимых позиций. Каждый валик имеет свой фиксатор. Положение валика фиксируется шариком 2. Давление пружины 3 и угол наклона углублений на валике подбираются такими, чтобы фиксация была надежной. На рисунке показано также устройство замка. Кроме углублений для фиксаторов, переключающие валики имеют еще углубления сбоку. Сухари 6, помещенные в сверления крышки между валиками, могут входить сферичными концами в углубления валиков. Средний валик имеет канал, в нем свободно помещен цилиндрический штифт 4, перемещение которого ограничено прорезью и ограничительным вертикальным штифтом 5. При нейтральной в коробке передач оси сухарей 6, штифта 4 и боковых углублений валиков совпадают. Суммарная длина сухарей и штифта меньше расстояния a между углублениями крайних валиков примерно на величину одного углубления. Это дает возможность начать перемещение любого из валиков.

Допустим, что мы начали передвигать левый ходовой валик, в углубление которого сухарь входил своей сферой. Усилие, приложенное по оси валика, даст составляющую, действующую вдоль оси сухаря, и оба сухаря со штифтом между ними переместятся в крайнее правое положение (рис. 19.6). Оба валика, средний и правый, оказываются запертыми, переместить их невозможно до тех пор, пока левый валик не будет возвращен в нейтральное положение. Следовательно, включение последующей передачи невозможно, пока не выключена предыдущая. Иногда на трактор-



ных коробках передач вместо замков описанного типа применяют кулисы, также предохраняющие от одновременного включения двух передач. Над шаровой опорой рычага или под ней устанавливают пластину 6 с прорезями (см. рис. 19.5). Это позволяет передвигать рычаг переключения только по определенным траекториям, исключая возможность одновременного перемещения двух ползунов или ходовых валиков.

Для безударного переключения передач на автомобильных коробках применяют зубчатые муфты с синхронизаторами, которые позволяют включать передачу только после выравнивания частот вращения соединяемых частей муфт (рис. 19.7). Переключая передачу, водитель перемещает вилкой 7 кольцо 3, которое шпонкой 8 связано с муфтой 1. Муфта 1 стопором 6 давит на обойму 4 и прижимает ее к конической поверхности шестерни 5 силой P . При этом на конических поверхностях синхронизатора возникает момент трения:

$$M_{\tau} = T\mu r = \frac{P}{\sin \alpha} \mu r, \quad (19.2)$$

где α — угол конических поверхностей; μ — коэффициент трения.

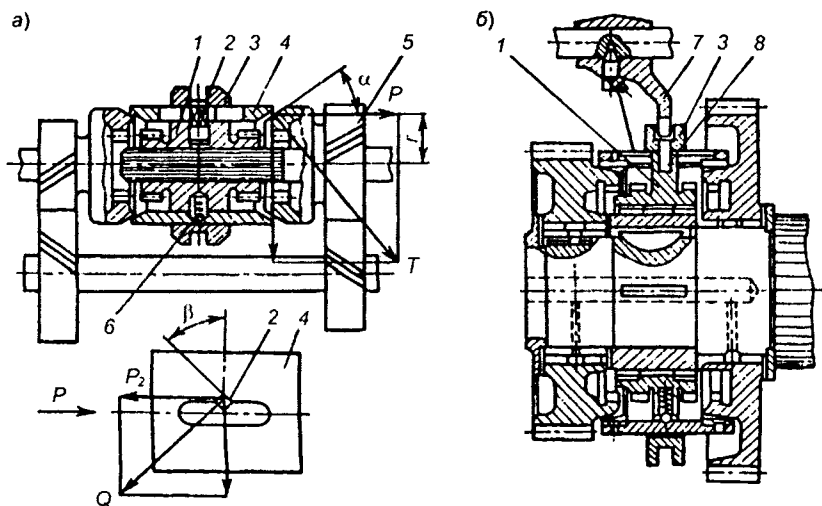


Рис. 19.7. Устройство и работа синхронизатора: а — схема инерционного синхронизатора; б — конструкция синхронизатора

Как только возникает момент трения M_τ , обойма 4 поворачивается, штифт 2 входит в углубление выреза обоймы и не дает кольцу 3, а следовательно, и муфте 1 перемещаться дальше. Таким образом, пока штифт 2 находится в углублении выреза обоймы и прижат к ней достаточной силой, чтобы его не вытолкнуло из углубления, муфта 1 не может быть передвинута дальше, и ее зубцы не войдут в зацепление с зубцами шестерни 5. Для того, чтобы штифт 2 не вышел из углубления, должно быть выдержано определенное соотношение между углом α конических поверхностей синхронизатора, коэффициентом трения μ и углом β углубления, в который заходит штифт 2. В этом случае $P_2 \geq P$ или $Q \cos \beta \geq P$.

Так как:

$$Q = \frac{M_\tau}{r} \frac{1}{\sin \beta} = \frac{P\mu}{\sin \alpha \sin \beta}, \quad (19.3)$$

следовательно,

$$\frac{P\mu}{\sin \alpha \operatorname{tg} \beta} \geq P, \text{ откуда } \frac{\mu}{\sin \alpha} \geq \operatorname{tg} \beta. \quad (19.4)$$

Когда окружные скорости шестерни 5 и обоймы 4 выравниваются, момент трения M_τ , а следовательно, и силы, прижимающие штифт 2 в углублении, станут равными нулю, муфта 1 сможет переместиться дальше вправо. Таким образом, такое блокировочное устройство синхронизатора позволяет включать передачу только после выравнивания скоростей соединяемых деталей.

На большинстве тракторов не применяют подобные синхронизаторы. В трансмиссиях тракторов большей частью устанавливают центральный синхронизатор в виде тормоза первичного вала коробки передач. Опыт эксплуатации тракторов показывает, что такие центральные синхронизаторы-тормозки облегчают переключение передач и повышают срок службы шестерен.

Однако полностью исключить удары и последующие сколы и смятие торцов зубьев шестерен они не могут. Эти проблемы снимаются применением шестерен постоянного зацепления и устройств для быстрого и безударного переключения передач. Механизмами переключения передач в таких коробках служат фрикционные элементы — муфты или тормоза. Известны два способа переключения передач под нагрузкой — с кратковременным разрывом и без разрыва силового потока. Первому способу

переключения свойственно наличие «нейтрали» в течение непродолжительного времени (0,2...0,5 с). Даже такое время отключения ведущих элементов трансмиссии от ведомых для тяжелонагруженных машин, движущихся с небольшими скоростями, может вызвать потерю скорости и связанные с этим нежелательные явления. Безразрывность силового потока достигается перекрытием передач, т. е. одновременной работой включаемой и выключаемой передачи. Плавность процесса переключения передач оценивается отношением $\frac{dv}{dt}$ — ускорением трактора.

Муфты переключения передач (см. рис. 19.8) сдвоенные включаются с помощью гидроцилиндров, а выключаются пружинами 3. Ведущие диски муфт стальные с металлокерамическими накладками. Ведущие внутренние барабаны муфт изготовлены за одно целое с соответствующими шестернями 4 и 9. Наружные барабаны 8 двойные (один барабан на две муфты), в них смонтированы гидравлические цилиндры. Наружные барабаны являются ведомыми, они установлены на промежуточном валу на шлицах. Уплотнение поршня 10 гидравлического цилиндра 6 осуществляется по наружному диаметру чугуном разрезным кольцом 7, а по внутреннему — кольцом 2 из фторкаучука. Для обеспечения полного выключения фрикционных муфт в гидроцилиндрах установлено по два сливных автоматических центробежных шариковых клапана 1, которые открываются при выключении муфты (в результате действия на шарик давления масла в гидроцилиндре) и выпускают из выключаемого гидроцилиндра оставшееся масло.

Кроме того, к шлицам ведомых дисков (по периферии) приклепаны пластинчатые пружины 5, разъединяющие диски после выключения муфты. Смазка подается к дискам включенных и выключенных муфт постоянно. Подвод масла осуществляется через сверления в промежуточном валу. Центральное осевое сверление — для смазки, а четыре периферийных — для подачи к гидроцилиндрам муфт. Масло к валу поступает от маслораспределителя. В системе есть механизм безразрывного переключения с гидроаккумулятором и системой клапанов.

Планетарные коробки передач. В трансмиссиях автомобилей и тракторов планетарные передачи применяются в качестве основных коробок передач, дополнительных коробок в гидромеханических передачах, дифференциальных механизмов в

двухпоточных передачах, межосевых и механических дифференциалов, увеличителей крутящего момента, механизмов поворота, приводов валов отбора мощности и т. д.

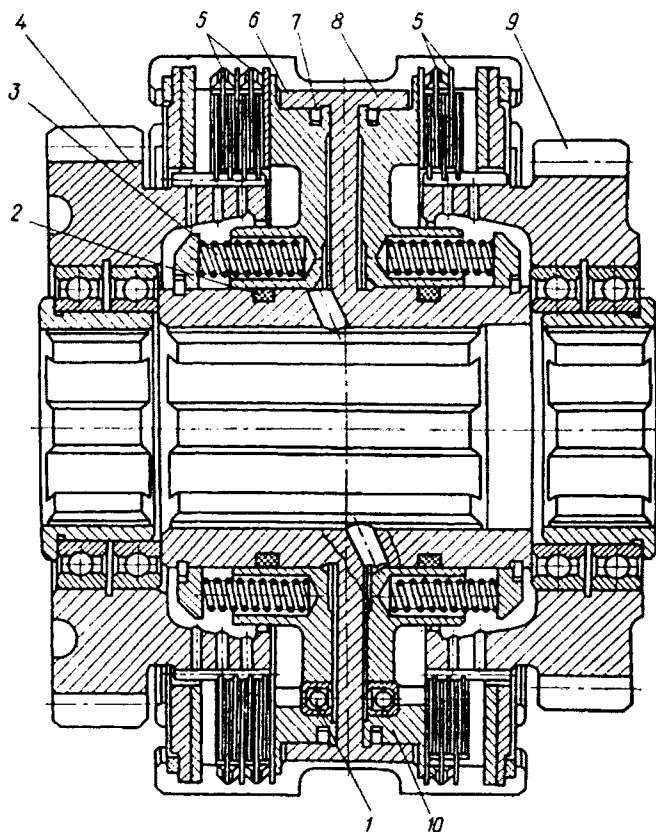


Рис. 19.8. Фрикцион коробки передач трактора Т-150

Планетарные передачи в сравнении с обычными обладают рядом преимуществ: повышенным сроком службы шестерен и бесшумностью работы, меньшим габаритом, разгруженностью большинства подшипников, отсутствием длинных валов, более высокими КПД в сравнении с передачами с неподвижными осями валов, простотой управления и возможностью его автоматизации,

так как переключение передач осуществляется включением или выключением фрикционных муфт или тормозов.

Недостатком планетарных передач является сложность в изготовлении, большее число деталей. Основу таких передач составляют планетарные трехзвенники, которые выполняются с внутренним, внешним и смешанным зацеплением шестерен. Наибольшее распространение на автомобилях и тракторах получили ряды со смешанным зацеплением шестерен (рис. 19.9). Сателлит входит в зацепление с солнечной шестерней с внешними зубьями и коронной шестерней с внутренними зубьями. Подбирая сочетания планетарных рядов, можно спроектировать сложные коробки с различным числом передач. Рассмотрим кинематику и статику планетарного трехзвенника (рис. 19.9).

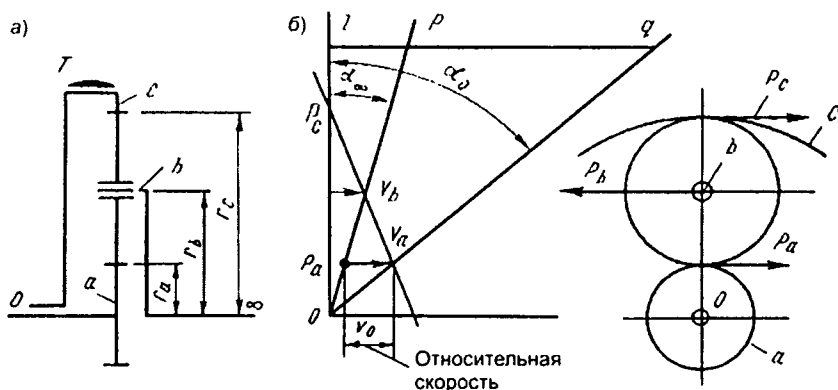


Рис. 19.9. Планетарный ряд со смешанным зацеплением:
а — схема планетарного трехзвенника; б — план скоростей
и статика планетарного ряда

Существуют аналитический и графический методы определения передаточного числа планетарного ряда. Остановимся вначале на графическом методе, основанном на построении плана скоростей элементов механизма. Введем следующие обозначения: a — солнечная шестерня, b — водило, c — коронная шестерня, o — ведущий вал, ∞ — ведомый вал, T — тормозное звено. Вычертим в произвольном масштабе радиусов схему механизма. Допустим, ведущим элементом будет солнечная шестерня a , ведомым водило b , а заторможенной — коронная шестерня c . Считая

заданной частоту вращения солнечной шестерни, отложим из полюса зацепления найденную величину окружной скорости v_a (см. рис. 19.9б). Той же скоростью обладает и точка сателлита в полюсе зацепления. Проведя прямую линию через ось вращения механизма точку O и конец вектора v_a , получим план абсолютных скоростей точек ведущей солнечной шестерни. При полной остановке коронной шестерни скорость сателлита в полюсе зацепления с ней равна нулю. Таким образом, известна скорость двух точек сателлита в полюсах зацепления с шестернями a и c . В полюсе p_c она равна нулю, в полюсе p_a равна v_a . Проведя через полюс p_c и конец вектора v_a прямую, получим план абсолютных скоростей точек сателлита. Теперь известны скорости двух точек водила: точки O , где она равна нулю и оси сателлита, принадлежащей водилу v_b . Проводя луч из точки O через конец вектора v_b , получим план скоростей точек водила, являющегося в нашем случае ведомым элементом. Если на произвольном расстоянии от точки O провести горизонтальную прямую, то станет очевидным, что отрезки lq и lp пропорциональны угловым частотам соответственно солнечной шестерни и водила. Из плана скоростей находим:

$$\frac{v_a}{r_a} = \frac{\pi n_a}{30} = \operatorname{tg} \alpha_0; \quad (19.5)$$

$$\frac{v_b}{r_b} = \operatorname{tg} \alpha_\infty.$$

$$\text{Следовательно, } i_{0\infty} = \frac{n_a}{n_b} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_0}{\operatorname{tg} \alpha_\infty} = \frac{lq}{lp}.$$

Графический метод дает приближенные результаты, достаточные для студенческих расчетов, но он весьма нагляден и удобен для исследования структурных схем планетарных передач. Пользуясь этим методом, можно решать простые задачи выбора чисел зубьев шестерен ряда по передаточным числам, установленным тяговым расчетом. По плану скоростей можно дать предварительную оценку КПД передачи, установив величины относительных скоростей в полюсах зацеплений. Относительная скорость v_0 в полюсе p_a равна алгебраической разности величин отрезков, показывающих абсолютную и переменную скорости.

19.4. Раздаточные коробки

Автомобили и колесные тракторы, предназначенные для работы в лесных условиях, выполняются, как правило, полноприводными, т. е. с приводом на все колеса. Это необходимо для использования в качестве сцепного всего веса машины. Устройство, обеспечивающее передачу крутящего момента ко всем ведущим мостам, называется раздаточной коробкой (РК). Обычно РК бывают двухступенчатые. Одна передача может быть прямой, другая понижающей, или обе передачи понижающие. Кроме основной функции — раздачи момента по ведущим мостам, раздаточные коробки выполняют роль дополнительного редуктора, расширяя диапазон изменения крутящего момента и увеличивая вдвое число передач. Раздаточные коробки разделяются на коробки с блокированным и дифференциальным приводом к ведущим мостам. Рассмотрим кинематические схемы двух основных типов раздаточных коробок.

Раздаточная коробка (по типу ЗИЛ-131) с блокированным приводом (см. рис. 19.10) имеет две передачи, шестерни находятся в постоянном зацеплении. Первая передача пониженная, вторая — прямая. Крутящий момент от коробки передач (КП) передается на первичный вал 1, который передает крутящий момент к среднему и заднему ведущим мостам (ЗМ и СМ). Главная передача среднего моста имеет проходной вал. Привод к переднему мосту (ПМ) осуществляется с вала 4. Прямая передача включается зубчатой муфтой 2, которая непосредственно соединяет первичный (входной) 1 и выходной 3 валы. Шестерни 8 и 6 сидят на втулках вала 4. Передаточное число между шестерней 6 и шестерней — валом 3 равно единице. Включением муфты 5 получается пониженная передача. Системой управления раздаточной коробки предусмотрена блокировка от одновременного включения двух передач, а также электромагнитное устройство, предотвращающее включение пониженной передачи при отключенном переднем мосте. Следовательно, при движении на пониженной передаче должны быть включены муфты 5 и 7, а муфта 2 выключена.

Раздаточные коробки с дифференциальным приводом (см. рис. 19.11) применяются на автомобилях с колесными формулами 6К6 и 4К4. Двухступенчатая коробка с двумя понижающими передачами включается зубчатой муфтой 3. Зубчатые колеса 2 и

10 высшей, 4 и 5 низшей передач находятся в постоянном зацеплении. Момент от ведущего вала 1 передается через промежуточный вал 11 к несимметричному дифференциалу 6. Дифференциал делит момент между валом 9 солнечной шестерни и валом 7 эпцикла в отношении 1:2.

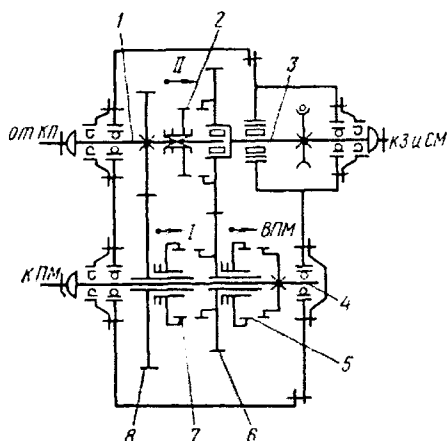


Рис. 19.10. Схема раздаточной коробки с блокированным приводом

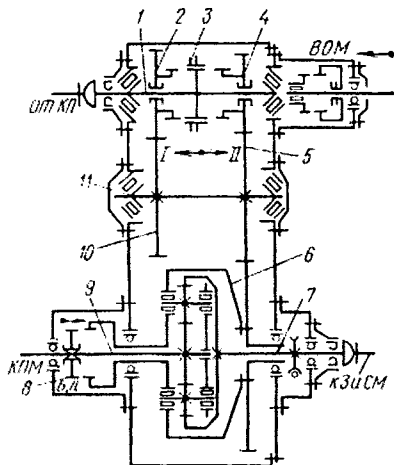


Рис. 19.11. Схема раздаточной коробки с дифференциальным приводом

Таким образом, одна треть подводимого к дифференциалу момента передается переднему, а две трети заднему или среднему и заднему мостам. При необходимости дифференциал может быть блокирован зубчатой муфтой 8. Наличие дифференциала не исключает у автомобилей с колесной формулой 6К6 и средним проходным мостом циркуляции мощности между средним и задним ведущими мостами.

19.5. Карданные передачи

Карданные передачи предназначены для передачи крутящего момента без изменения его значения от механизма к механизму, расположенными под постоянными или переменными углами.

Так, ведущие мосты автомобиля поддрессорены и положение осей их постоянно меняется в процессе движения. В тракторных трансмиссиях карданные передачи компенсируют несоосность механизмов, размещенных на раме, и снижают уровень крутильных колебаний. Тогда карданные передачи называют соединительными валами с упругими муфтами, они состоят из вала с шлицевым соединением и двух фланцев с четырьмя резиновыми втулками. Одна пара втулок соединяется с фланцами механизмов трансмиссии.

Соединительные валы с упругими муфтами обладают рядом существенных недостатков: допустимые углы перекаса соединительных валов не более 7° ; возникают дополнительные нагрузки на соединительные валы вследствие деформации резины; пониженный КПД; малый ресурс.

Основной частью карданной передачи является карданное сочленение, которое представляет собой муфту двухшарнирную с расположением шарниров в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Одно карданное сочленение может применяться при углах между валами не более 2° . Карданная передача с двумя сочленениями приведена на рис. 19.12. Вилки 1 и 3 соединены с крестовиной 2. Таким образом, вилка 3 может поворачиваться вокруг оси $II-II$ и вместе с крестовиной 2 вокруг оси $I-I$. Так осуществляется вращение валов 7 и 6 без изменения их положения в пространстве.

Взаимосвязь углов поворота ведущего и ведомого валов выражается следующей зависимостью:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \cos \gamma, \quad (19.6)$$

где α — угол поворота ведущего вала; β — угол поворота ведомого вала; γ — угол между осями валов.

Из этой зависимости видно, что ведомый вал вращается неравномерно. Неравномерность тем больше, чем больше угол между осями валов. На рис. 19.12б приведена графическая зависимость неравномерности вращения ведомого вала при различных значениях угла γ . Такая карданная передача называется асинхронной или неравных угловых скоростей. При наличии инерционных масс в трансмиссии передача вызывает появление дополнительных динамических составляющих крутящего момента, что отрицательно сказывается на ресурсе транспортного средства.

Устранить неравномерность вращения карданной передачи возможно установкой второго сочленения. При этом необходимо соблюдать следующие условия: углы $\gamma_1 = \gamma_2$; вилки карданов 3 и 4 должны лежать в одной плоскости.

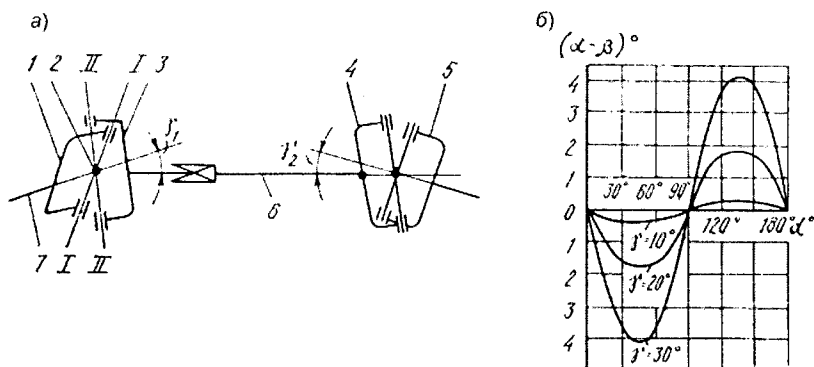


Рис. 19.12. Схема карданной передачи:

a — установка карданов; 1, 3, 4, 5 — вилки карданов; 2 — крестовина; 6 — промежуточный вал; 7 — ведущий вал; b — угловые смещения валов

При соблюдении указанных условий фазы угловых смещений совпадают и взаимно компенсируются. Данная карданная передача является синхронной или равных угловых скоростей. В ряде случаев, особенно для привода управляемых ведущих колес, применяются карданы равных угловых скоростей, чаще всего шарикового типа. На рис. 19.13а приведен кардан подобного типа.

Ведущая полуось 4 своим шлицевым концом приводит во вращение полумуфту 3, в профильных пазах которой располагаются шарики 5. Последние входят в зацепление с валом 1 также посредством профильных пазов. Вал 1 через шлицевое соединение передает крутящий момент на ступицу колеса. Шарики 5 могут перекачиваться по профильным пазам, что позволяет валу 1 отклоняться относительно полуоси 4. Синхронность вращения обеспечивается сепаратором 6, который устанавливает шарики 5 в биссекторной плоскости. Так, если точка А касания поводков будет постоянно независимо от угла γ находиться в биссекторной плоскости (рис. 19.13б), то будет обеспечена равномерность вращения ведомого вала. Это обеспечивается применением делительного рычажка 2 (рис. 19.13а). Возможны конструкции шарико-

вых карданов, в которых шарики размещаются в биссекторной плоскости с помощью специальных профильных пазов.

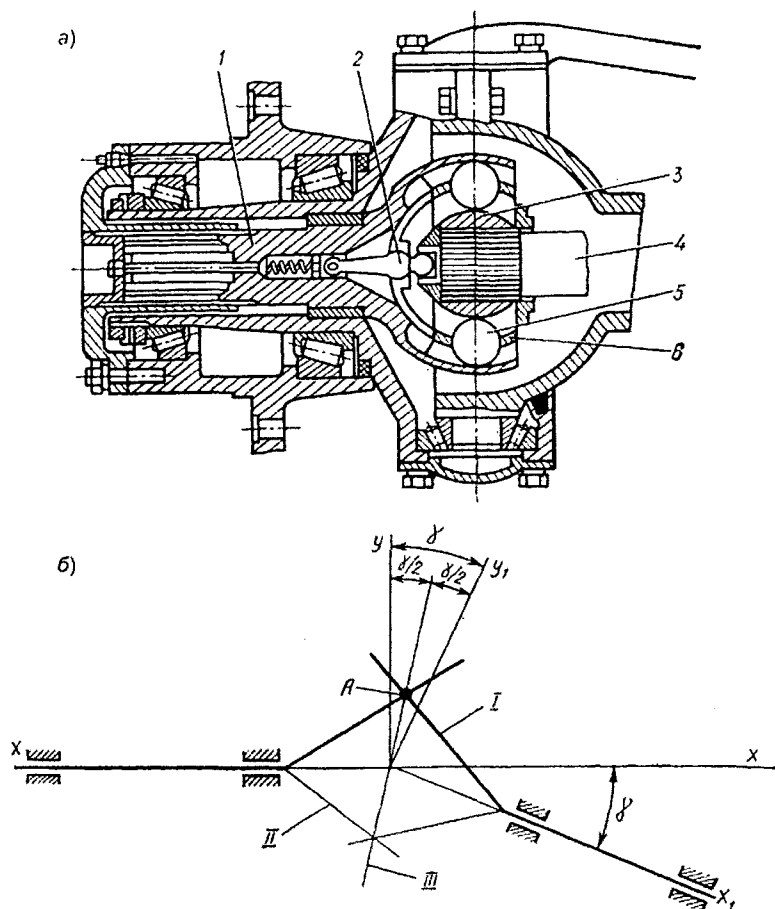


Рис. 19.13. Кардан равных угловых скоростей:

а — конструктивная схема; б — кинематическая схема синхронного кардана;

I — верхнее крайнее положение; II — нижнее крайнее положение;

III — биссекторная плоскость

В приводе к ведущим управляемым колесам применяются также двойные синхронные карданные передачи (рис. 19.14). Они

состоят из двух карданных сочленений, соединенных короткой промежуточной деталью 1. На схеме (рис. 19.14) показано попарно постоянное расстояние между центрами шарниров A и B . Шарнир A и связанный с ним ведомый вал 2 не имеют возможности перемещаться в осевом направлении. При повороте колеса вокруг шкворня шарнир A переходит в положение A' , а ведущий шарнир B смещается в положение B' . Осевой ход шарнира B осуществляется в шлицевом соединении ведущего вала 3 с шестерней колесного редуктора. Углы α и β ворота карданного вала почти равны, а угловая скорость ведомого вала 2 практически равномерна.

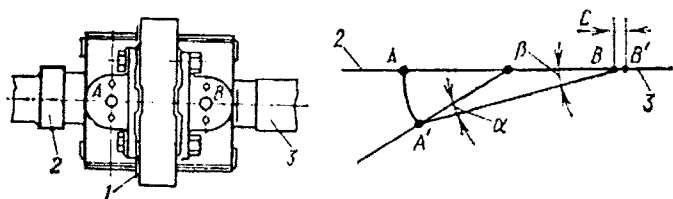


Рис. 19.14. Двойная синхронная карданная передача МАЗ

Основными деталями карданного сочленения являются крестовина, стаканы подшипников, иголки, вилки. Они изготавливаются с высокой точностью и твердостью поверхностей.

19.6. Главные передачи

Главная передача предназначена для постоянного увеличения крутящего момента, передаваемого от двигателя к движителю поворота на 90° плоскости передачи крутящего момента. На лесотранспортных машинах применяются шестеренчатые главные передачи конического и гипоидного типов (рис. 19.15). Основные достоинства гипоидных передач — повышенная несущая способность по контактным напряжениям, большая плавность работы и бесшумность. В этой передаче оси валов не пересекаются, а скрещиваются, что расширяет компоновочные возможности. Недостатком такой передачи является наличие скольжения зубьев вдоль линии контакта, что снижает КПД. Скольжение тем больше, чем больше смещение осей E , рис. 19.15а (гипоидное смещение). Поэтому величину E ограничивают для легковых автомобилей

$E \leq 0,20d$, для грузовых $E = 0,125d$. С этой же целью необходимо применять для смазки передачи специальное гипоидное масло.

Конические пары главных передач лесных машин имеют конические зубья обычно с нулевым углом спирали (зерольное зацепление). Главные передачи с цилиндрическими шестернями применяются на тракторах и автомобилях, у которых валы коробок передач расположены перпендикулярно продольной оси машины.

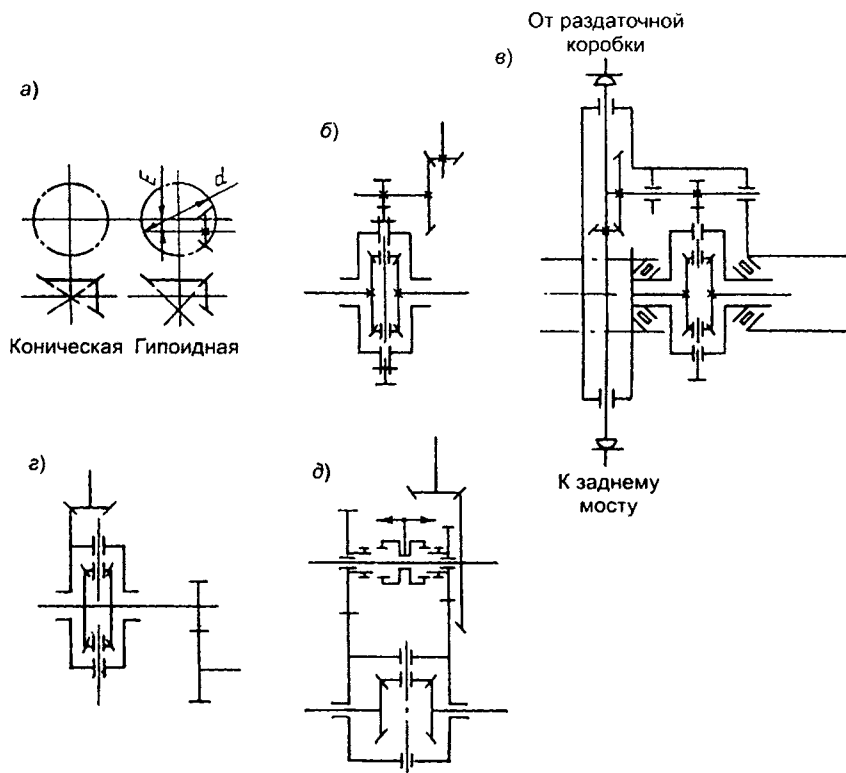


Рис. 19.15. Схемы главных передач:

а — одинарные; б — двойная центральная; в — проходная; г — двойная разнесенная; д — двухступенчатая

По числу и расположению зубчатых колес главные передачи подразделяют на одинарные, двойные, центральные, двойные

разнесенные, проходные и двухступенчатые. Одинарная главная передача (см. рис. 19.16а) наиболее распространенная, отличается компактностью, минимальными размерами и массой, простотой в изготовлении и эксплуатации. Ее применяют при $i_{гн} \leq 7,0$. При больших значениях передаточного числа и передаваемого момента необходимо увеличивать модуль зуба и диаметр зубчатого колеса, что снижает дорожный просвет и ограничивает проходимость машины. Двойная центральная передача состоит из двух пар зубчатых колес — конической и цилиндрической, позволяет реализовать $i_{гн} \leq 12$ и обладает большой нагрузочной способностью. Наиболее часто передачи выполняются по схеме рис. 16.15б.

Двойная главная передача с проходным валом (рис. 19.15в) применяется на автомобилях с колесной формулой 6К6 или 6К4. Ее устанавливают в среднем ведущем мосту. Г-образное расположение валов в двух взаимно перпендикулярных плоскостях позволяет получить наиболее компактный промежуточный мост тележки трехосного автомобиля и без дополнительного карданного вала обеспечить подвод крутящего момента к заднему мосту.

Двойная разнесенная передача (см. рис. 19.15г) включает три самостоятельных редуктора: центральный с коническими колесами и два конечных редуктора, которые располагают у ведущих колес (бортовой редуктор) или встраивают в ступицу колеса (колесный редуктор). Разнесенные главные передачи с планетарными цилиндрическими передачами вследствие повышенной нагрузочной способности и компактности конструкции получили наиболее широкое применение. Передаточное число принимается $i_{гн} = 2 \dots 6$. При такой схеме главной передачи центральный редуктор получается компактным, уменьшаются нагрузки на дифференциал и полуоси. Сложность конструкции этих передач обуславливает применение их для машин с нагрузкой на ось не менее 60...120 кН, например, лесовозных автомобилей МАЗ.

Двухступенчатая главная передача (рис. 19.15д) отличается от двойной возможностью изменения передаточного числа цилиндрической пары. Ее целесообразно применять для тягачей. Увеличение вдвое числа ступеней трансмиссии приводит к улучшению тяговых свойств и топливной экономичности автопоездов, работающих в различных условиях движения. Недостатками двух-

ступенчатых передач являются сложность конструкции и невозможность осуществления переключения ступеней при движении автопоезда. Наличие в настоящее время многоступенчатых коробок передач с делителями обусловили ограниченное применение двухступенчатых главных передач.

Большинство конических зубчатых колес главных передач современных автомобилей и тракторов имеют круговую линию зубьев. Поскольку ни эвольвентная, ни циклоидальная линии зубьев не приводят к заметным преимуществам в части нагрузочной способности передач и технологии их изготовления, при проектировании новых конструкций главных передач целесообразно применять зубчатые колеса с круговой линией зубьев.

Главная передача относится к наиболее нагруженным узлам автомобилей и тракторов, работающим в условиях динамического нагружения.

19.7. Дифференциалы

Межколесные дифференциалы. При повороте колесной лесотранспортной машины, под воздействием микронеровностей опорной поверхности и других факторов колеса одной оси проходят разные по величине пути. Дифференцированную скорость вращения колес обеспечивают межколесные дифференциалы.

Если колеса или мосты заблокировать, превратив их в систему с одной степенью свободы, то угловые скорости колес будут равны. Разность путей, проходимых колесами, будет компенсироваться проскальзыванием или пробуксовыванием их относительно дороги, вызывая интенсивный износ шин, повышенный расход топлива и циркуляцию паразитной мощности. Такое явление возможно при движении по ровной дороге при разных по величине радиусах ведущих колес. Радиусы колес могут быть неодинаковыми вследствие неравномерного износа протекторов, различного давления или несимметричного приложения нагрузки. Это сопровождается не только износом шин, но и деталей, связывающих ведущие колеса и мосты, перерасходом топлива в связи с затратой дополнительной мощности двигателя на пробуксовку колес. При этом затрудняется поворот машины и снижается ее боковая устойчивость. Для

устранения подобных явлений в трансмиссии автомобилей вводится симметричный дифференциал (рис. 19.16).

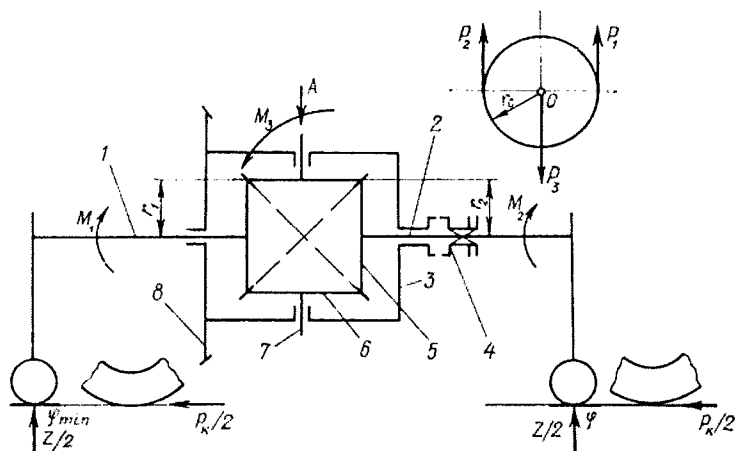


Рис. 19.16. Схема автомобильного межколесного дифференциала

Большая коническая шестерня 8 главной передачи прикреплена к корпусу 3 дифференциала. На крестовине 7 непосредственно в корпусе сидит несколько сателлитов 6. Они входят в зацепление с полуосевыми шестернями 5. Таким образом, корпус 3, получив вращение, ведет закрепленную в нем крестовину и сидящие на ней сателлиты, а они ведут своими зубьями полуосевые шестерни 5 и, следовательно, полуоси 2 и 1. Сателлиты 6, вращающиеся совместно с корпусом 3 вокруг оси вращения, могут в то же время совершать движение относительно корпуса, вращаясь вокруг своей оси. Если условия движения не требуют различной угловой скорости, то сателлиты не проворачиваются относительно корпуса и полуоси, а следовательно, и колеса автомобиля вращаются с одинаковыми частотами вращения. Как только сопротивление качению у одного из колес станет больше, чем у другого, скорость его снизится, сателлит же начнет вращаться вокруг своей оси, увеличивая соответственно частоту вращения второго колеса. Следовательно, введение дифференциала позволяет ведущим колесам вращаться с различной угловой скоростью. Муфтой 4 осуществляется принудительная блокировка дифференциала.

Различают дифференциалы с коническими и цилиндрическими шестернями. Наибольшее распространение, как более простые по конструкции, получили конические дифференциалы.

В симметричном дифференциале без учета трения между его звеньями момент M_3 , подводимый к корпусу дифференциала, при установившемся движении делится поровну между полуосями. Это свойство дифференциала является его основным недостатком, так как из-за него снижается проходимость автомобиля.

При попадании одного из ведущих колес на участок дороги (лед, мокрую глину и т. д.) с малым коэффициентом сцепления $\varphi_{\min}$ колесо может начать буксовать. Величина крутящего момента, подводимого к этому колесу, ограничена моментом силы тяги по сцеплению, который в данном случае очень мал. Свойство же дифференциала, выражающееся равенством $M_1 = M_2 = 0,5M_3$, приводит к тому, что второе ведущее колесо, находящееся на участке дороги с большим коэффициентом сцепления φ , не в состоянии развить значительную силу тяги, так как к нему не может быть подведен момент, больше момента, подводимого к буксующему колесу. Если при этом суммарная сила тяги ведущих колес меньше сил сопротивления движению, то автомобиль останавливается. При этом одно колесо перестает вращаться, так как оно не в силах сдвинуть машину, второе же буксует, вращаясь с удвоенной угловой частотой корпуса.

Таким образом, дифференциал, устраняя вредные явления износа шин и деталей трансмиссии, а также повышенного расхода топлива, в то же время значительно ухудшает проходимость машин. Для колесных транспортных средств, предназначенных к работе в трудных дорожных условиях или вне дорог, применяется блокировка дифференциалов для устранения их отрицательного влияния на проходимость. В практике конструирования применяют как частичную, так и полную блокировки. Передвижением кулачковой муфты 4 (рис. 19.16), сидящей на шлицах полуоси 2, водитель может при проезде трудно проходимых участков жестко соединить полуось с корпусом 3 дифференциала. Это значит, что все звенья механизма вращаются с одной частотой, т. е. дифференциал превращен в систему с одной степенью свободы. Теперь момент, подводимый от двигателя к корпусу дифференциала, уже не распределяется поровну между полуосями, а подводится к ведущим колесам в

соответствии с моментом по сцеплению с грунтом, который может быть реализован каждым колесом. Рассмотрим, насколько же увеличивается тяговое усилие на ведущих колесах двухосного автомобиля (4К2) при блокировке дифференциала.

Тяговое усилие до блокировки:

$$P'_k = Z\varphi_{\min}, \quad (19.7)$$

после блокировки:

$$P''_k = \frac{Z}{2}(\varphi_{\min} + \varphi), \quad (19.8)$$

где Z — суммарная нормальная реакция на левое и правое колеса ведущей оси; $\varphi_{\min}$ — коэффициент сцепления буксующего колеса; φ — то же для небуксующего колеса.

Считаем, что Z распределяется поровну между правым и левым колесами.

Увеличение тягового усилия в результате блокировки получим из отношения:

$$\frac{P''_k}{P'_k} = \frac{\varphi_{\min} + \varphi}{2\varphi_{\min}}. \quad (19.9)$$

Допустим, что одно из ведущих колес попало на лед и коэффициент сцепления $\varphi_{\min} = 0,1$, а второе колесо находится на участке дороги с $\varphi = 0,5$, тогда:

$$\frac{P''_k}{P'_k} = \frac{0,1 + 0,5}{2 \cdot 0,1} = 3.$$

Для трехосных автомобилей блокировка всех его дифференциалов может привести к увеличению тягового усилия в 5...6 раз.

Полная блокировка дифференциала возможна принудительным включением кулачковой (зубчатой) муфты или применением муфт свободного хода. Первый способ требует постоянного внимания водителя к рычагу управления блокировкой. Муфты свободного хода недостаточно надежны в работе и не получили широкого распространения в дифференциалах автомобилей.

На автомобилях повышенной проходимости широкое распространение получили самоблокирующиеся дифференциалы высокого трения. Из множества их конструкций рассмотрим кулачковый автоматический дифференциал.

Принцип его работы ясен из схемы (рис. 19.17а). Ведомая шестерня главной передачи вращает обойму 2 с сухарями 3. Сухари упираются концами в кулачки профилированных дисков 1 и 4, связанных с полуосями. На рис. 19.17б показана развертка кулачковых дисков. При перемещении обоймы 2 сухари упираются концами в скосы кулачков, расположенных соответствующим образом, и увлекают их за собой.

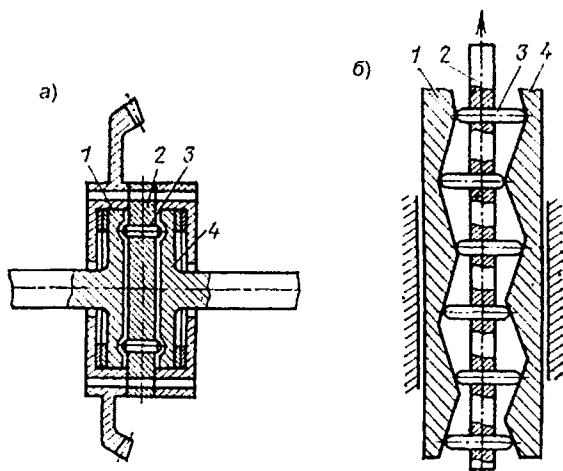


Рис. 19.17. Схема кулачкового дифференциала

Если сопротивление качению одного из колес автомобиля увеличится, то связанный с ним кулачковый диск замедлит движение. Сухари будут сдвигаться в сторону противоположного диска и, нажимая на скосы, ускорять его движение. Число кулачков на дисках должно быть неодинаковым, иначе вращение обоймы вызвало бы только осевое перемещение сухарей. Значительное трение между сухарями, кулачками и обоймой приводит к перераспределению момента между полуосями, которое зависит от углов наклона кулачков и коэффициента трения.

Межосевые дифференциалы. Некоторые автомобили повышенной проходимости имеют не одну, а две или три ведущие оси. Это дает возможность использовать весь вес автомобиля в качестве сцепного и значительно повысить тяговые возможности машины.

Разница в размерах передних и задних ведущих колес, различие проходимых ими путей приводит к вредным последствиям. Чтобы полностью их исключить, на автомобилях с несколькими ведущими осями устанавливаются межосевые дифференциалы. Они выполняют по отношению к соединяемым ведущим мостам ту же роль, что и межколесный дифференциал по отношению к правому и левому колесам, позволяя передним и задним ведущим колесам вращаться с различной угловой скоростью.

На грузовых автомобилях повышенной проходимости с двумя ведущими осями целесообразно применять несимметричный межосевой дифференциал, который распределял бы крутящий момент двигателя между передней и задней ведущими осями пропорционально приходящемуся на них весу (см. рис. 19.11).

Схема межосевого дифференциала показана на рис. 19.18. Шестерня 4 дополнительной коробки передач приводит во вращение шестерню 5, связанную с водилом 3 дифференциала. Сателлиты 6 входят в зацепление с большой солнечной шестерней 2 и малой солнечной шестерней 1. Эти шестерни связаны карданными передачами с ведущими мостами: шестерня 2 с задним, а шестерня 1 с передним мостом.

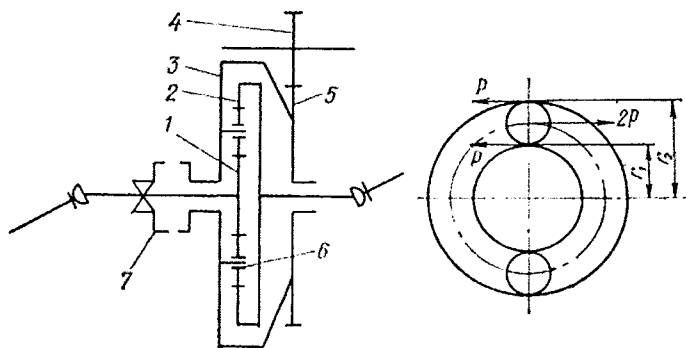


Рис. 19.18. Схема несимметричного дифференциала

Из схемы видно, что у несимметричного дифференциала в отличие от симметричного $k \neq 1$. Значение k определяет соотношение моментов, подводимых к ведущим переднему $M_{п.м}$ и заднему $M_{з.м}$ мостам автомобиля:

$$K = M_{з.м} / M_{п.м}.$$

Это соотношение может быть получено из условия равновесия сателлита относительно своей оси (рис. 19.18). В подобных дифференциалах радиус r_2 начальной окружности большой солнечной шестерни, как правило, вдвое больше радиуса r_1 малой солнечной шестерни ($k = 2$), следовательно, момент, подводимый к заднему мосту вдвое больше момента, подводимого к переднему мосту (с точностью до потерь на трение).

Таким образом, данный несимметричный дифференциал распределяет подводимый к нему момент всегда в определенном соотношении: $1/3$ его передается передней оси, а $2/3$ — задней оси, что примерно соответствует распределению веса по осям загруженного автомобиля.

Наряду с выполнением полезных функций межосевой дифференциал, как и межколесный, снижает проходимость машин. Достаточно одному из четырех или шести ведущих колес попасть на скользкий грунт и потерять сцепление, как резко снизится суммарное тяговое усилие, что может привести к потере подвижности. В рассматриваемом дифференциале имеется кулачковая муфта 7, которой можно его заблокировать.

19.8. Привод к ведущим колесам

Крутящий момент от дифференциала передается к ведущим колесам с помощью валов, называемых полуосями.

Весь комплекс деталей от главной передачи и дифференциала до ступиц ведущих колес монтируется в полой балке, называемой ведущим мостом. Балки ведущих мостов могут быть штампованными и литыми, цельными и составными. Составные балки более прочны, чем цельные, при меньшей массе, но составные балки более трудоемки в изготовлении и их жесткость зависит от надежности соединения. На балке крепят рессоры, толкающие и реактивные штанги. Балка ведущего моста является несущей и через нее вес машины передается на колеса. При независимой подвеске балка ведущего моста делается разрезной, что дает возможность колесам перемещаться независимо одно от другого. В зависимости от того, управляемые или неуправляемые ведущие колеса, а также от наличия колесного редуктора крутящий момент может передаваться валом и шарниром равных угловых скоростей; валом и

колесным редуктором; полуосью, соединяющей ведущее колесо с дифференциалом. Конструкция подшиникового узла ведущего колеса определяется характером и степенью нагружения полуоси. В зависимости от этого полуоси делят на полуразгруженные, разгруженные на три четверти и полностью разгруженные.

Полуоси могут быть нагруженные вертикальной нагрузкой Z , продольной P_x и поперечной P_y силой, которая возникает при кре- не или при взаимодействии с неровностями. Кроме этого, полуось передает крутящий момент. Одновременно силы P_x и P_y не могут достигать максимума, так как их равнодействующая ограничена величиной $Z_{\phi_{\max}}$. На рис. 19.19 показаны схемы трех типов полуосей. Полуразгруженная полуось (рис. 19.19а) работает на изгиб под действием сил Z , P_x и P_y и кручение от момента M_k . При этом моменты от сил Z и P_x незначительны, так как плечо b выбирают минимальным, а момент от поперечной силы P_y может достичь значительной величины. По такой схеме выполняют полуоси легковых автомобилей. В конструкции полуоси, разгруженной на три четверти (рис. 19.19б), ведущее колесо опирается через подшпикник на балку заднего моста и одновременно на полуось, поэтому полуось работает на кручение и лишь частично на изгиб.

В грузовых автомобилях большой грузоподъемности обычно применяются полностью разгруженные полуоси (рис. 19.19в). Ведущее колесо через подшиниковый узел опирается непосредственно на балку моста. Благодаря тому, что подшпикники несколько разнесены, изгибающие моменты от сил взаимодействия колеса с дорогой воспринимаются балкой моста, не нагружая полуось, которая работает только на кручение. У автомобилей высокой проходимости передние колеса одновременно являются ведущими и управляющими. В этом случае в привод вводятся карданы равных угловых скоростей или синхронные карданные передачи.

Задний мост гусеничных тракторов крепится к раме. В нем размещены главная передача и механизм поворота. К боковым поверхностям заднего моста крепятся корпуса бортовых (конечных) передач. Бортовая передача предназначена для повышения общего передаточного числа трансмиссии и дорожного просвета трактора. Наиболее распространены одинарные бортовые передачи с передаточным числом $i_{6,п} = 4...7$. Бортовая передача тракторов является тяжелонагруженной зубчатой передачей. Подшпикники

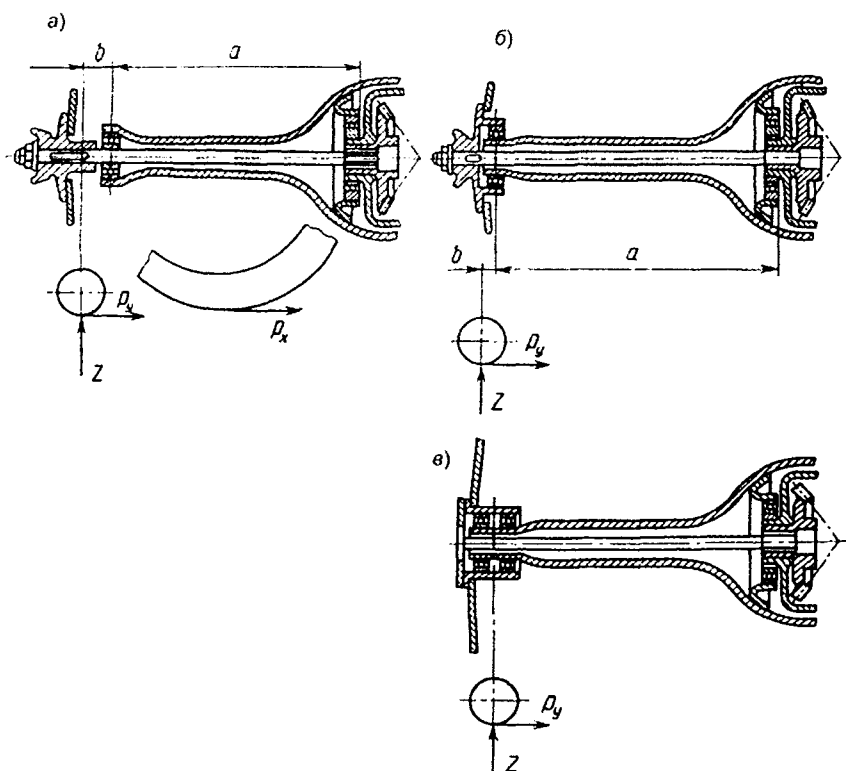


Рис. 19.19. Типы полуосей

ведущих звездочек трелевочных тракторов подвержены динамическим нагрузкам как от взаимодействия с препятствиями, так и от воздействия сил натяжения гусеничной цепи. Поэтому предъявляются повышенные требования к жесткости их корпусов и точности выдерживания межцентровых расстояний шестерен, что оказывает большое влияние на срок службы передачи. Не меньшее значение имеет герметизация корпуса во избежание попадания грязи, пыли и воды. Если нужно получить большой дорожный просвет или высокие значения передаточных чисел с целью разгрузки коробки передач и других агрегатов трансмиссии от значительных моментов, вводятся двойные бортовые передачи. Такие

передачи представляют собой две последовательные ступени (одна из которых может быть планетарной) и обеспечивают передаточное число $i_{\text{с.н}} = 9...12$ и более. Примером двухступенчатой цилиндрической передачи может служить бортовая передача трелевочного трактора ТЛТ-100А-06, а планетарной передачи — колесный редуктор лесовозного автомобиля МАЗ-5434.

19.9. Гидродинамические передачи

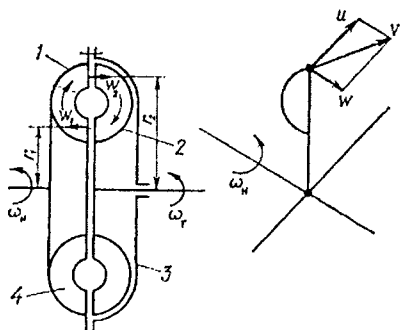
В трансмиссиях современных лесных машин широкое распространение получают гидродинамические передачи. Это механизмы, в которых механическая энергия ведущего вала (насоса) передается ведомому валу (турбине) потоком циркулирующей в замкнутом объеме жидкости. Различают два основных типа гидродинамических передач: преобразующие крутящий момент — гидротрансформаторы, а непреобразующие — гидромуфты. Наиболее часто встречающиеся трехколесные комплексные трансформаторы сочетают в себе возможности того и другого типа передач. Все они являются лопаточными гидравлическими машинами с двойным преобразованием энергии.

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

Гидродинамические муфты. Принцип работы гидромуфт можно представить по кинематической схеме (рис. 19.20). Гидромуфта состоит из двух рабочих элементов: насосного 1 и турбинного 2 колес. Вместе с корпусом 3 они образуют замкнутый рабочий объем, в котором циркулирует рабочая жидкость. Во внутренних полостях насосного и турбинного колес установлены радиальные лопасти 4. Во избежание резонансных явлений число лопаток насоса и турбины делают неодинаковым. Сечение рабочей полости плоскостью, проходящей через ось вращения муфты, называют меридиональным сечением. Корпус гидромуфт заполняют на 85...90% объема минеральным маслом небольшой вязкости. При вращении насоса жидкость увлекается его лопатками и

Рис. 19.20. Схема гидромукфты

начинает вращаться с переносной скоростью u . При этом величина переносной скорости частиц жидкости пропорциональна их расстоянию от центра вращения. Одновременно на элементы жидкости в межлопаточных каналах действуют центробежные силы, которые создают скоростной напор и перемещают жидкость от



центра к периферии с относительной скоростью w . Направление относительной скорости приближенно можно принять совпадающим с профилем лопасти. Таким образом, устанавливается непрерывная круговая циркуляция жидкости, в результате чего ее частицы движутся по сложной траектории с переменной абсолютной скоростью v . Поскольку вся жидкость, поступающая из насоса, проходит через колесо турбины, скорость ее на входе в насос равна скорости на выходе из турбины, а скорость жидкости на входе в турбину равна скорости ее выхода из насоса. Если жидкость, протекая по лопаткам колеса насоса, имеет входную скорость $v_{1н}$, а выходную $v_{2н}$, то согласно теории лопаточных машин, момент на валу насоса определяется из разности моментов количества движения потока жидкости относительно оси вращения колеса при входе и выходе из него:

$$M_n = m (v_{2н} r_2 - v_{1н} r_1), \quad (19.10)$$

где m — массовый расход жидкости через межлопаточные каналы насоса, кг/с; $v_{1н}$ и $v_{2н}$ — абсолютные скорости частиц жидкости соответственно при входе и выходе из колеса насоса; r_1 и r_2 — средние радиусы входа и выхода жидкости.

Поскольку $v_{2н} = v_{1т}$, а $v_{1н} = v_{2т}$ (где $v_{1т}$ и $v_{2т}$ — абсолютные скорости частиц жидкости при входе и выходе из турбины), то легко найти $M_n = M_t$, т. е. жидкость теряет в турбине такое же количество движения, которое она приобрела в насосе. При трогании машины с места поток рабочей жидкости поступает сначала на неподвижные лопатки колеса турбины и движется по ним от

периферии к центру, заставляя турбинное колесо вращаться. Частота вращения турбины увеличивается и стремится приблизиться к частоте вращения насоса. На частицах жидкости, принудительно перемещаемых по каналам турбины от периферии к центру, возникают центробежные силы, направленные против движения потока. Если угловые скорости насоса ω_n и турбины ω_t станут равными, то циркуляция жидкости прекратится, так как центробежные силы, развиваемые в колесах, взаимно уравновесятся и муфта не сможет передавать момент. Поэтому обязательным условием работы гидромуфты является неравенство $\omega_n > \omega_t$. Отставание колеса турбины от насоса называют скольжением.

Внешняя характеристика гидромуфты (рис. 19.21) представляет собой зависимость передаваемого момента M_t , КПД η , скольжения S от отношения частоты вращения турбины n_t к частоте вращения насоса n_n .

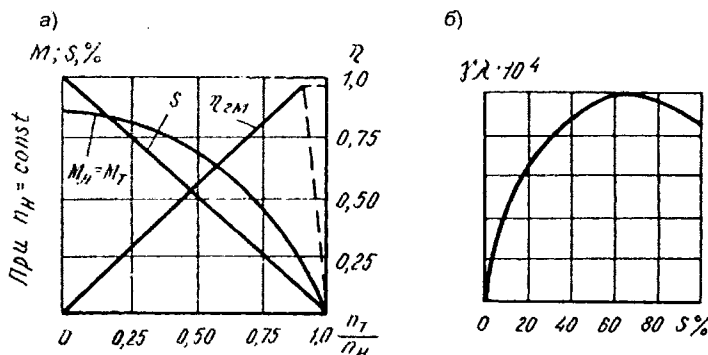


Рис. 19.21. Характеристика гидромуфты:

а — внешняя; б — безразмерная

КПД гидромуфты, как и любой передачи, находим из соотношения отводимой и подводимой мощностей:

$$\eta_{г.м} = \frac{N_t}{N_n} = \frac{M_t n_t}{M_n n_n} = \frac{i}{i}, \quad (19.11)$$

где M_n , n_n — крутящий момент и частота вращения вала насоса; M_t , n_t — то же вала турбины; i — силовое передаточное число передачи; i — кинематическое передаточное число передачи.

Поскольку у гидромуфты $M_n = M_\tau$, то $\eta_{г.м} = 1/i$.

Скольжение оценивается разностью частот вращения насоса и турбины, отнесенной к частоте вращения насоса:

$$S = \frac{n_n - n_\tau}{n_n}. \quad (19.12)$$

Из выражений (19.11) и (19.12) следует, что КПД и скольжение связаны зависимостью: $S + \eta_{г.м} = 1$. Наименьшее значение скольжения 2,5...3%. При этом передаваемый муфтой момент начинает резко уменьшаться, а КПД, достигнув максимальной величины, падает до 0.

Крутящий момент, передаваемый насосом, определяется по известному из гидравлики выражению для момента на валу лопаточного колеса:

$$M_n = M_\tau = \lambda_n \gamma n_n^2 D^5, \quad (19.13)$$

где λ_n — коэффициент момента, или коэффициент пропорциональности; γ — плотность рабочей жидкости; n_n — частота вращения насосного колеса; D — активный диаметр гидромуфты (наибольший диаметр рабочей полости).

Из формулы (19.13) видно, что момент, который может передать муфта, изменяется пропорционально квадрату частоты вращения и пятой степени активного диаметра. При определении активного диаметра муфт пользуются законом подобия гидродинамических машин, т. е. выбирают значения D по аналогии с уже работающим прототипом. Закон подобия основывается на том, что если скольжение S и плотность у рабочей жидкости у прототипа и проектируемой муфты одинаковы, то равны и их коэффициенты моментов λ_n . По данным испытаний прототипа гидромуфты строят безразмерную характеристику-зависимость $\gamma\lambda$ от скольжения S (рис. 19.21б). Так как абсолютные значения $\gamma\lambda$ получаются очень маленькими, то для удобства пользования умножают $\gamma\lambda$ на 10^4 . Задаваясь скольжением на номинальном режиме ($S \cong 3\%$), берут из графика значение $\gamma\lambda 10^4$ и, подставляя его в выражение (19.13), находят активный диаметр проектируемой муфты:

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_n 10^4}{\gamma \lambda 10^4 n_n^2}}. \quad (19.14)$$

Все остальные размеры колес обычно определяют в зависимости от величины D .

Гидродинамические трансформаторы. Гидротрансформатор в отличие от гидромуфты имеет между насосным и турбинным колесами неподвижное лопаточное колесо-реактор. Реактор изменяет направление движения рабочей жидкости и, являясь внешней опорой, обеспечивает изменение крутящего момента, передаваемого турбиной при постоянном моменте насоса. На рис. 19.22 изображена схема простейшего гидротрансформатора. Здесь v_{1i} и v_{2i} — абсолютные скорости потока жидкости на входе и выходе в лопатное колесо, r_{1i} и r_{2i} — расстояния от оси вращения до средних точек сечений потоков рабочей жидкости на входе и выходе рабочих колес; α_{1i} и α_{2i} ; — углы между направлением вращения колеса и векторами абсолютной скорости v_i (второй индекс на схеме обозначает тип рабочего колеса).

Стрелками на штриховой линии показано направление движения потока жидкости в меридианальном сечении рабочих колес. При вращении рабочих колес, как указывалось ранее, потоку жидкости сообщаются относительная w_i и переносная u_i скорость. Относительную скорость ω_i можно считать постоянной и направленной вдоль лопасти. Поток жидкости, перемещаясь в межлопаточном пространстве (рис. 19.22б), меняет как величину, так и направление абсолютной скорости. В свою очередь, величина и направление вектора абсолютной скорости потока жидкости при стекании с лопаток рабочих колес и натекании на них определяют величину момента количества движения относительно оси вращения, т. е. крутящий момент на рабочем колесе. Моменты на насосном M_n , турбинном M_r колесах и реакторе M_p определяются уравнениями:

$$\begin{aligned} M_n &= m (v_{2n} r_{2n} \cos \alpha_{2n} - v_{1n} r_{1n} \cos \alpha_{1n}); \\ M_r &= m (v_{2r} v_{2r} \cos \alpha_{2r} - v_{1r} r_{1r} \cos \alpha_{1r}); \\ M_p &= m (v_{2p} r_{2p} \cos \alpha_{2p} - v_{1p} r_{1p} \cos \alpha_{1p}). \end{aligned} \quad (19.15)$$

Если бы гидродинамическая передача состояла только из насосного и турбинного колес (гидромуфта), то углы выхода жидкости из турбины и входа в насос были бы одинаковы и, складывая почленно два верхних уравнения системы (19.15), получили бы $M_n + M_r = 0$. В трансформаторе же введение реактивного колеса

между насосом и турбиной изменяет момент количества движения потока жидкости и, следовательно, момент турбины становится отличным от момента насоса. Момент, действующий на реактор, воспринимается корпусом гидротрансформатора. Складывая почленно три уравнения системы (19.15), получим: $M_n + M_\tau + M_p = 0$.

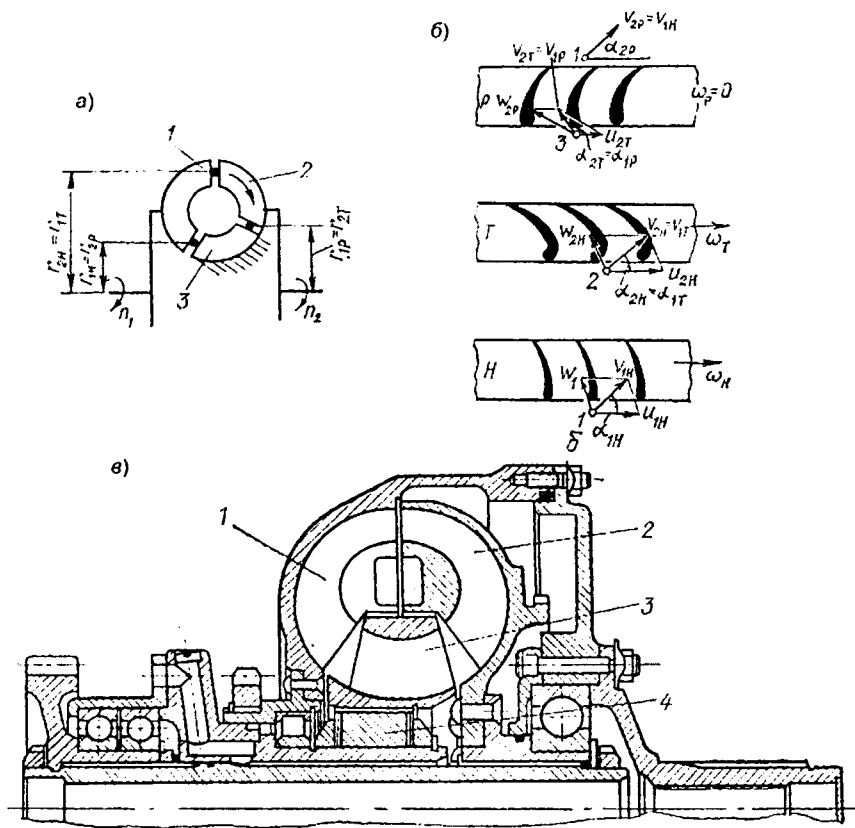


Рис. 19.22. Схема и конструкция гидротрансформатора:

а — схема простейшего гидротрансформатора: 1 — насосное колесо; 2 — турбинное колесо; 3 — реактор; б — развернутая схема гидротрансформатора; в — конструкция комплексного гидротрансформатора НАТИ: 1 — турбинное колесо; 2 — насосное колесо; 3 — реактор; 4 — автолог

Учитывая, что в используемом интервале рабочих режимов гидротрансформаторов знаки моментов M_n и M_p совпадают, реактор, воздействуя на поток жидкости и преобразуя момент насоса, увеличивает крутящий момент, подводимый от двигателя к гидротрансформатору. Обычно реактор помещают на выходе потока жидкости из турбинного колеса, что обеспечивает более высокий КПД передачи и устойчивую работу двигателя. Расположение реактора на выходе из насосного колеса обеспечивает более высокие значения коэффициента трансформации момента при более низком КПД передачи. Другая особенность гидротрансформатора заключается в том, что при неизменном режиме работы насоса частота вращения и момент турбины меняются автоматически и бесступенчато в зависимости от сопротивления движению.

Это объясняется тем, что с ростом нагрузки на ведущих колесах машин частота вращения турбины уменьшается, сопровождаясь уменьшением угла α_{2r} и увеличением абсолютной скорости v_{2r} выхода жидкости из турбины и автоматически (см. вторую формулу в системе 19.15) обеспечивая увеличение крутящего момента на турбине, пока вновь не наступит равновесие между M_r и моментом сопротивления движению, приведенным к валу турбинного колеса. Максимальное значение коэффициента трансформации момента K достигается при трогании машины с места. При неподвижном колесе турбины поток стекает с ее лопаток с абсолютной скоростью v_r , равной относительной скорости w_r . Момент, приложенный к турбине, будет в этом случае наибольший. По мере увеличения частоты вращения колеса турбины абсолютная скорость частиц жидкости находится геометрическим сложением переносной скорости u_r и относительной w_r . При увеличении частоты вращения турбины с ростом переносной скорости u_{2r} (см. рис. 19.22б) вектор абсолютной скорости v_{2r} непрерывно уменьшается, а с ростом угла α_{2r} будет снижаться величина $r_{2r} \cos \alpha_{2r}$. Следовательно, крутящий момент на турбине снижается при увеличении ее частоты вращения.

Внешняя характеристика гидротрансформатора представляет собой выраженную графически зависимость коэффициента трансформации момента $K = M_r/M_n$, крутящих моментов турбинного и насосного колес (M_r , M_n) и КПД трансформатора η_{tr} от ве-

личины $n_r/n_n = 1/i_{rn}$, где i_{rn} — кинематическое передаточное число гидротрансформатора (см. рис. 19.23).

Из характеристики видно, что коэффициент трансформации K достигает наибольшего значения при $1/i_{rn} = 0$, т. е. в момент трогания с места, когда $n_r = 0$. Значение η_{rn} при этом падает до нуля. В существующих конструкциях гидротрансформаторов наибольшее значение $K = 1,5 \dots 6,0$. С увеличением частоты вращения значение K уменьшается и при $1/i_{rn} = 0,6 \dots 0,7$ становится равным единице. Далее с увеличением частоты вращения турбины момент на ее валу становится меньше момента насоса. Следовательно, использование гидротрансформатора целесообразно только в интервале от $K_{\max}$ до $K = 1$. В зоне, находящейся правее от точки $K = 1$, происходит изменение знака момента реактивного колеса, так как гидротрансформатор из увеличителя момента превращается в уменьшитель.

Это связано с ростом потерь и падением η_{rn} в режиме высоких значений частоты вращения турбины. Точке характеристики, в которой нагрузка на валу турбины станет равной нулю, соответствует и нулевое значение КПД ($\eta_{rn} = 0$). Если совместить кривые КПД гидротрансформатора и гидромуфты, то найдем точку A , в которой $\eta_{rn} = \eta_{gm}$. Если правее этой точки перевести гидротрансформатор в режим работы гидромуфты, то можно заметно расширить зону работы передачи с высокими значениями КПД, что осуществляется установкой муфты свободного хода между реактором и корпусом. При работе гидротрансформатора в режимах левее точки A момент на реакторе направлен так, что муфта свободного хода заклинивается. С изменением знака момента на реакторе (в зоне правее точки A) механизм свободного хода расклинивает реакторное колесо, оно увлекается потоком жидкости, и гидротрансформатор автоматически превращается в гидромуфту. Такие гидротрансформаторы называются комплексными. Из внешней характеристики следует, что КПД гидротрансформатора убывает по обе стороны от максимального значения. Характер протекания η_{rn} соответствует кривой второго порядка, что объясняется закономерностью изменения напора жидкости в турбине по квадратичной зависимости при постоянном расходе. Внешняя характеристика гидротрансформатора (см. рис. 19.23) построена для случая, когда изменение частоты вращения и момента

турбинного колеса не вызывают изменений частоты вращения и момента насосного колеса при фиксированном положении органов управления подачей топлива. Двигатель внутреннего сгорания с гидротрансформатором такого типа работает в постоянном режиме, не реагируя на изменение нагрузки. Такие гидротрансформаторы называются непрозрачными. У непрозрачных гидротрансформаторов коэффициент момента насоса характеризует нагрузочные качества $\lambda_n \approx \text{const}$ на всех скоростных режимах их работы. Если же при изменении внешней нагрузки на валу турбины, изменяется момент и на насосном колесе при одной и той же подаче топлива, то такой трансформатор называется прозрачным.

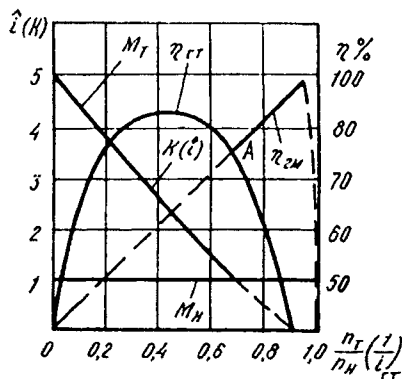


Рис. 19.23. Внешняя характеристика комплексного гидротрансформатора

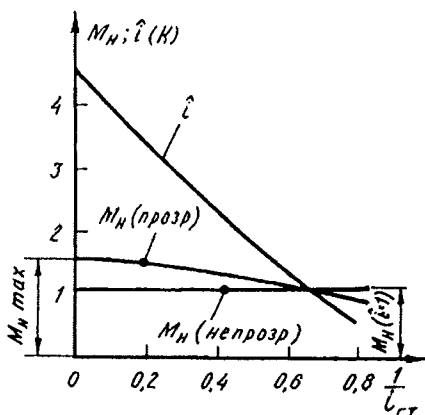


Рис. 19.24. Кривые моментов «прозрачного» и «непрозрачного» гидротрансформаторов

Степень прозрачности гидротрансформатора оценивают коэффициентом прозрачности Π , равным отношению максимального крутящего момента на насосном колесе $M_{H \max}$ при $n_T = 0$ к значению M_n при $K = 1$ (рис. 19.24):

$$\Pi = \frac{M_{H \max}}{M_{H K=1}}. \quad (19.16)$$

У непрозрачных трансформаторов $\Pi = 1 \dots 1,2$.

Непрозрачные гидротрансформаторы конструктивно проще прозрачных. Они имеют более высокий коэффициент трансфор-

мации момента K . Однако машинам, работающим в условиях резко меняющихся внешних сопротивлений (разгоны, взаимодействие с препятствиями и т. п.), прозрачные трансформаторы могут обеспечить лучшие динамические свойства. Это объясняется характером нагрузочных характеристик разных типов гидротрансформаторов.

Нагрузочной характеристикой гидротрансформатора называется зависимость крутящего момента M_n , подводимого к насосному колесу, от частоты вращения этого вала n_n . Для построения этой характеристики пользуются формулой (19.14). Нагрузочная характеристика прозрачного трансформатора представляет собой семейство кривых изменения момента M_n от частоты вращения n_n . Так как у прозрачного трансформатора каждому значению $1/i_{\pi}$ соответствует свой коэффициент λ_n , то при подстановке каждого из них в формулу (19.14) получим свою кривую $M_n = f(n_n)$ (рис. 19.25). С уменьшением прозрачности гидротрансформатора пучок кривых нагрузочной характеристики сужается. У абсолютно непрозрачного гидротрансформатора нагрузочная характеристика выражается одной квадратичной параболой. Точка пересечения этой параболы с кривой M_i определяет единственный режим совместной работы двигателя и гидротрансформатора при данной подаче топлива.

Активный диаметр D гидротрансформатора определяют так же, как у гидромуфты, на основании закона подобия, используя внешнюю характеристику уже разработанного гидротрансформатора, принятого за прототип.

Достоинства и недостатки гидродинамических передач. Гидродинамические передачи обладают рядом достоинств, которые позволяют эффективно использовать этот тип передач в трансмиссиях лесных машин, особенно трелевочных тракторов. К достоинствам этих передач относятся:

- значительное снижение динамических нагрузок и демпфирование крутильных колебаний в трансмиссии, что обеспечивает повышение надежности и срока службы трансмиссии и двигателя;
- бесступенчатое регулирование крутящего момента на выходном валу гидротрансформатора, что дает возможность работать на наиболее выгодном режиме скорости и тяги;
- улучшение условий труда оператора за счет снижения частоты переключения передач;

- повышение проходимости машины вследствие повышения приспособляемости агрегата «двигатель–трансмиссия».

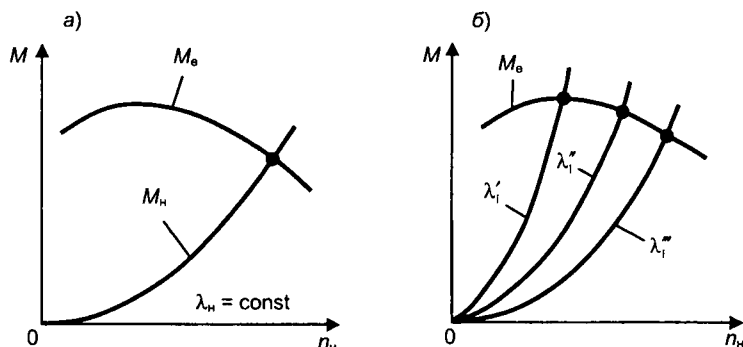


Рис. 19.25. Нагрузочные характеристики гидротрансформаторов: а — непрозрачного; б — прозрачного

Гидродинамическим передачам присущ ряд недостатков:

- пониженное максимальное значение КПД в сравнении с механическими передачами, что приводит к повышению расхода топлива;
- усложненная конструкция трансмиссии в целом из-за введения дополнительной передачи (гидротрансформатора);
- обеспечение охлаждения рабочей жидкости и, как следствие, повышение стоимости машины.

В настоящее время ведутся большие работы по применению гидродинамических передач на лесных машинах. Первоочередной задачей в этой проблеме является повышение их КПД. Одним из возможных путей роста эффективности гидродинамических передач является применение их в трансмиссиях совместно с механическими передачами и с максимальным использованием достоинств этих типов передач.

19.10. Гидромеханические трансмиссии

Гидромеханические трансмиссии (ГМТ) включают гидравлические и механические силовые передачи. В автотракторостроении распространение получили ГМТ с гидродинамическими

трансформаторами, последовательно соединенные с механической частью трансмиссии. ГМТ не обеспечивают регулирования касательной силы тяги и скорости движения во всем диапазоне их изменения при работе трактора или автомобиля, кроме этого, КПД гидротрансформатора (ГТ) ниже в сравнении с механической передачей. Соединение ГТ с механической коробкой передач последовательно в однопоточную трансмиссию обеспечивает расширение диапазона тяговых усилий и скоростей движения машины. В однопоточных трансмиссиях вся мощность двигателя последовательно проходит через агрегаты трансмиссии.

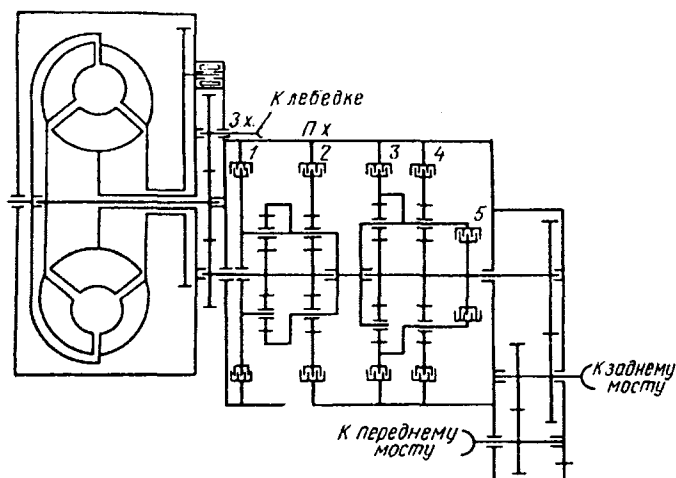


Рис. 19.26. Схема гидромеханической трансмиссии с планетарной трехскоростной коробкой передач

Обычно механической ступенью в ГМТ являются планетарные и валные ступенчатые коробки передач с переключением передач как с разрывом, так и без разрыва потока мощности. В случае применения ступенчатых редукторов, у которых переключение передач связано с разрывом потока мощности, необходимо сохранить в гидромеханической трансмиссии фрикционное сцепление. Механические редукторы ГМТ имеют две-четыре ступени. Механическая часть ГМТ от гидротрансформатора до движителя машины одинакова с механической трансмиссией. В качестве примера

гидромеханических трансмиссий с последовательным соединением ГТ и механических частей, можно воспользоваться кинематической схемой, представленной на рис. 19.26.

В качестве примера планетарной коробки передач рассмотрим схему механической коробки гидромеханической трансмиссии колесного трелевочного трактора. Как указывалось ранее, планетарные коробки передач исключительно редко применяются как самостоятельные многоступенчатые механические преобразователи момента, являясь в основном составной частью гидромеханических передач. Коробка передач (см. рис. 19.26) состоит из четырех планетарных рядов, четырех дисковых тормозов 1—4 и дисковой муфты 5. Первые два планетарных ряда (1, 2) служат механизмом направления движения (реверсом). Тормоз 1 — для включения заднего хода, 2 — переднего хода. Два остальных ряда 3 и 4 и фрикцион 5 составляют собственно коробку передач и обеспечивают три скорости движения трактора. Таким образом, коробка передач имеет три ступени вперед и три назад. Режим движения выбирается включением следующих элементов:

Передача	I	II	III
Тормоз и фрикцион, вперед/назад	T2, Ф/T1, Ф	T2, T4/T1, T4	T2, T3/T1, T3

Из схемы видно, что механизм реверса обеспечивает передаточные числа переднего и заднего хода:

$$i_{\text{пер}} = i_{a_2 b_2}^{c_2} = k + 1; \quad i_{\text{з.х}} = i_{a_1 c_1}^{b_1} = -k_1. \quad (19.17)$$

Коробка передач создает передаточные числа:

$$i_1 = 1; \quad i_2 = \frac{1 + k_3 + k_4}{(1 + k_3)(1 + k_4)}; \quad i_3 = \frac{1}{k_3 + 1}. \quad (19.18)$$

Таким образом, механизм реверсирования служит понижающей передачей, в то время как установленная за ним трехступенчатая коробка передач является повышающей. Такое распределение передаточных чисел можно объяснить стремлением разгрузить агрегаты, установленные за коробкой передач, и снизить габарит самой коробки. Однако более эффективным и распространенным является принцип, согласно которому механизм с большим передаточным числом устанавливается в цепочке трансмиссии вслед за механизмами, обеспечивающими меньшие

передаточные числа. Управляется коробка одним рычагом с двумя степенями свободы, действующими на три золотника гидросистемы управления трансмиссией.

Расчет и анализ тяговых скоростных и сцепных свойств машины с механической трансмиссией подробно рассмотрен в приложении. Здесь же рассмотрим кратко тяговый расчет машины с гидромеханической трансмиссией.

При тяговом расчете машины с однопоточной ГМТ предварительно подбирается двигатель с учетом КПД гидропередачи. КПД гидромеханической трансмиссии находят как произведение $\eta_{\text{гмт}} = \eta_{\text{гт}} \eta_{\text{мех}}$, где $\eta_{\text{гмт}}$ — КПД гидромеханической трансмиссии; $\eta_{\text{гт}}$ — КПД гидротрансформатора; $\eta_{\text{мех}}$ — КПД механической части трансмиссии.

Так же определяются кинематическое и силовое передаточные числа. Активный диаметр гидротрансформатора и его внешняя характеристика получаются методом подобия с использованием формулы момента (19.13) и безразмерной характеристики трансформатора-прототипа. Последняя представляет собой кривые моментов (M_n и M_r) внешней характеристики, выраженной в масштабе величин $\gamma\lambda \cdot 10^4$, КПД и коэффициента трансформации K в зависимости от передаточного отношения $1/i_{\text{гт}}$. Один из способов выбора величины активного диаметра D заключается в том, чтобы при работе двигателя в режиме максимальной мощности ГТР имел бы наибольшее значение КПД, т. е. $\lambda_n = \lambda_{n\eta}$. Отсюда из формулы момента получим выражение для активного диаметра:

$$D = \frac{M_n}{\gamma\lambda_{n\eta} n_n^2}. \quad (19.19)$$

Расчет выходной нагрузочной характеристики системы двигатель-гидротрансформатор, т. е. кривой $M_r = f(n)$, удобно строить табличным способом. В зависимости от степени прозрачности берется несколько (5...10) значений передаточных отношений $1/i_{\text{гт}}$ на безразмерной характеристике гидротрансформатора-прототипа. Для каждого из выбранных значений $1/i_{\text{гт}}$ находятся величины $\gamma\lambda_n$ и заносятся в таблицу. Затем, используя выражение для момента насосного колеса $M_n = \gamma\lambda_n n_n^2 D^5$ и задаваясь произвольными значениями частот вращения насоса, строятся кривые зависимости $M_n = f(n_n)$ каждой величины $\gamma\lambda_n$. Полученные

параболы представляют собой нагрузочные характеристики гидротрансформатора, и после их совмещения с кривой момента внешней характеристики двигателя получим графики совместной работы ДВС и ГТР. Точки пересечения парабол с кривой момента двигателя определяют моменты на валу насосного колеса, которые заносят в таблицу. Величина активного диаметра D может корректироваться в зависимости от зоны совместной работы двигателя и гидротрансформатора. Затем с помощью коэффициента трансформации (силового передаточного числа i_{π}) и кинематического передаточного числа i_{π} , взятых с безразмерной характеристики прототипа, определяют величины M_{π} и n_{π} и также заносят их в таблицу (табл. 19.1).

Таблица 19.1

Параметры системы ДВС–ГТР

№ п/п	$1/i_{\pi}$	$\gamma\lambda_{\pi}$	$n_{\pi} = n_{\pi}$	$M_{\pi} = M_{\pi}$	$M_{\pi} = M_{\pi}k_i$	$n_{\pi} = n_{\pi}i_{\pi}$
1 и т. д.	$1/i_{\pi 1}$	$\gamma\lambda_{\pi 1}$	n_1	M_1	M_1k_1	n_1i_1

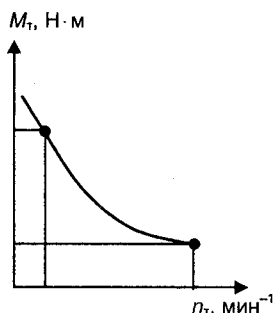


Рис. 19.27. Выходная характеристика системы ДВС–ГТР

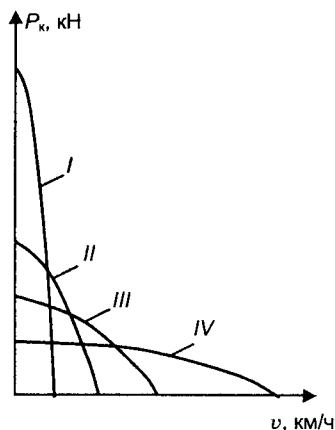


Рис. 19.28. Тяговая характеристика трактора с ГМТ (I...IV — передачи механической ступени)

По данным таблицы строится характеристика системы двигатель–гидротрансформатор $M_{\pi} = f(n_{\pi})$ (рис. 19.27), которая явля-

ется исходной при выполнении тяговых расчетов машин с гидромеханической трансмиссией. Затем по изложенной ранее методике определяется число ступеней и передаточные числа механической коробки передач. Располагая характеристикой системы двигатель-гидротрансформатор и кинематическими параметрами механической коробки передач, нетрудно построить тяговую характеристику трактора или автомобиля с ГМТ (рис. 19.28). Из характеристики наглядно видны основные достоинства гидромеханических трансмиссий: автоматическое и непрерывное изменение силы тяги на каждой передаче в соответствии с сопротивлением движению, меньшее число ступеней, сокращающее число переключений, что существенно облегчает работу оператора в лесных условиях.

19.11. Гидрообъемная трансмиссия

Гидрообъемная трансмиссия — это устройство для передачи движения, в состав которого входит объемный гидропривод.

Мощность двигателя в такой трансмиссии передается ведущим органом машины от перемещения замкнутого объема жидкости между вытеснителями насоса и гидромотора. К достоинствам гидрообъемной трансмиссии можно отнести бесступенчатое регулирование, компоновочные возможности и т. д. Широкое применение гидрофицированного технологического оборудования способствует использованию этих передач в конструкциях как зарубежных, так и отечественных лесозаготовительных машин. Достоинством гидрообъемного привода является его широкопрофильность, т. е. использование единой насосной станции для тяговых гидродвигателей и гидросистемы технологического оборудования, в результате чего снижается масса машины.

Лесосечные машины с гидрообъемной трансмиссией способны обеспечить более высокую производительность за счет бесступенчатого изменения скорости движения и тягового усилия, особенно при работе в тяжелых и резкопеременных режимах движения, характерных для лесозаготовок. Долгое время гидрообъемные трансмиссии не выдерживали конкуренции с механическими из-за недостаточной долговечности, низкого КПД, значительных

размеров массы и стоимости. Создание гидромашин с высокими рабочими давлениями (до 40 МПа) расширяет перспективы применения гидрообъемных трансмиссий на лесных тракторах и автомобилях, но и предъявляет дополнительные требования к качеству материалов, фильтрации жидкости, герметичности элементов и др.

Наибольшее распространение в гидрообъемных трансмиссиях лесных машин получили аксиально-поршневые и кулачковые (кривошипные) поршневые гидромашин. Они обратимы и могут работать как в режиме мотора, так и в режиме гидронасоса. Эти машины работают при давлениях до 40 МПа при частоте вращения до 42 с^{-1} (2500 мин^{-1}), имея диапазон регулирования $2,5 \dots 3$ и $\eta_0 = 0,97 \dots 0,98$, $\eta_{\text{м}} = 0,92 \dots 0,95$ (значения η_0 даны при номинальных нагрузках). Отклонение от номинальных режимов ведет к снижению объемного КПД.

Устройство гидрообъемной передачи. Поршневые аксиальные и радиальные гидромашин обычно обратимы, т. е. могут работать в режиме насоса и в режиме мотора.

Аксиально-поршневой насос с переменным рабочим объемом (рис. 19.29) устроен следующим образом.

Ведущий вал 1 насоса и закрепленные на нем блок цилиндров 2 и наклонная шайба 5 вращаются как одно целое. Шатуны 4 опираются своими сферическими головками на поршни 3 и наклонную шайбу 5.

Если угол γ наклона шайбы равен нулю, поршни не будут перемещаться при вращении вала; при $\gamma \neq 0$ вращающаяся наклонная шайба 5, опираясь на опорный диск 6, вынудит поршни перемещаться. Они будут совершать два хода за один оборот шайбы: один ход нагнетания и второй ход всасывания.

Жидкость подводится к крышке блока цилиндров, которая служит распределителем, по трубке 11 и нагнетается по трубке 10. Производительность насоса зависит от угла наклона шайбы 5. При изменении знака угла γ нагнетательная трубка становится всасывающей и при неизменном направлении вращения вала насоса гидромотор реверсируется. Управление наклоном шайбы осуществляется перемещением опорного диска 6 при помощи валика 8.

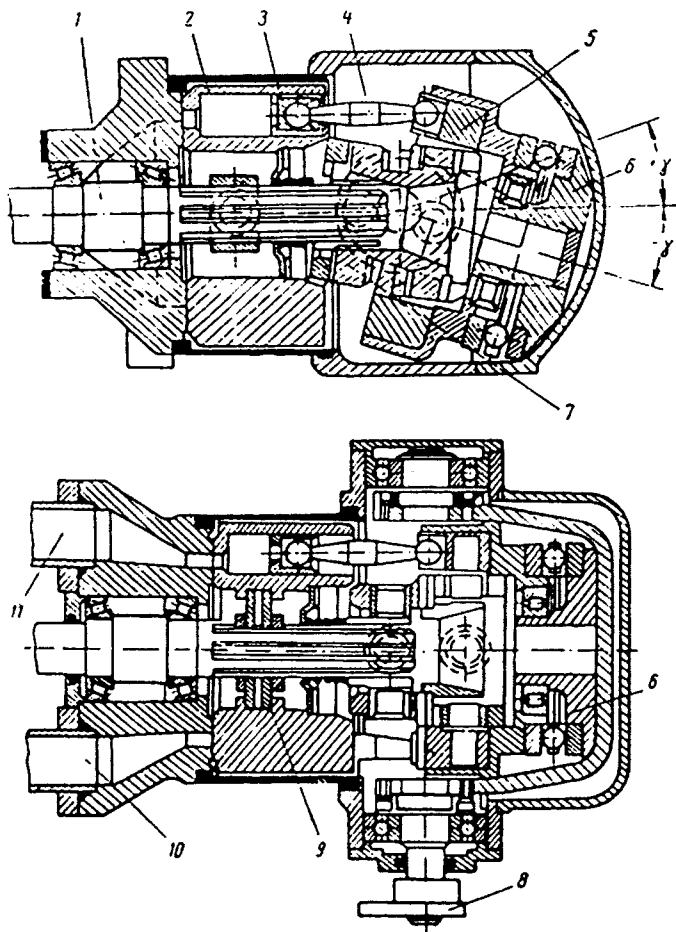


Рис. 19.29. Конструктивная схема аксиально-поршневого насоса с переменным рабочим объемом:

- 1 — ведущий вал насоса; 2 — блок цилиндров; 3 — поршень; 4 — шатун;
 5 — наклонная шайба; 6 — опорный диск; 7 — шарнирная соединительная муфта;
 8 — валик поворота наклонной шайбы; 9 — цилиндрическая шпонка;
 10, 11 — трубки подвода и отвода рабочей жидкости

Из рассмотренной конструктивной схемы видно, что аксиально-поршневая машина является относительно сложным механизмом. Во избежание значительных утечек жидкости и обеспечения

необходимого давления сопрягаемые детали насоса должны изготавливаться по высокому классу точности, однако и при этом утечки имеют место. Величина их оценивается объемным КПД передачи.

Потери на преобразование вращательного движения валов в поступательное движение поршней и наоборот, а также на трение и утечки перемещаемой жидкости оцениваются КПД передачи. Полный КПД $\eta_{\text{г}}$ гидрообъемной передачи равен:

$$\eta_{\text{г}} = \eta_0 \eta_{\text{м}}, \quad (19.20)$$

где η_0 — объемный КПД; $\eta_{\text{м}}$ — механический КПД.

КПД гидрообъемной передачи ниже, чем КПД шестеренных механических передач. Значение его для одной и той же конструкции передачи зависит от очень многих факторов: числа оборотов, производительности насоса, перепада давлений и т. д.

Наибольшее влияние на величину полного КПД передачи оказывает перепад давлений. Поэтому необходимо стремиться к тому, чтобы при любых тяговых и скоростных режимах машины гидрообъемная передача работала при давлениях, близких к верхнему для нее пределу.

В трансмиссиях лесных машин гидрообъемные передачи могут применяться как для регулирования скорости и тяги самой машины, так и для привода ведущих мостов активных прицепов. Из многообразия возможных схем трансмиссий с объемным приводом выделим некоторые наиболее характерные для автомобилей и тракторов. Компоновка гидроагрегатов в трансмиссии зависит от типа и назначения машины. На рис. 19.30а показана схема моноблочной компоновки регулируемых насоса и мотора (т. е. насос и мотор объединены в один блок). Такая гидрообъемная передача устанавливается вместо сцепления и коробки передач и выполняет их функции. Остальные агрегаты механической части трансмиссии остаются без изменений. Схема обеспечивает широкий диапазон регулирования скорости и тяги за счет последовательного или одновременного регулирования насоса и мотора. Однако КПД трансмиссии, выполненной по данной схеме, ниже КПД более распространенной системы управления только насосом. Моноблочная схема может оказаться весьма удобной при модернизации трансмиссий существующих трелевочных тракторов, так как не повлечет за собой существенных изменений в конст-

рукции серийных машин. Применение такой схемы на машинах приведет к потере компоновочных преимуществ гидрообъемной трансмиссии, ради которых она может оказаться целесообразной на транспортной машине.

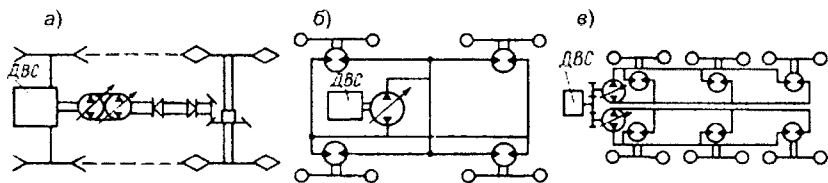


Рис. 19.30. Схема гидрообъемных трансмиссий:

а — моноблочной; б — с индивидуальным приводом ведущих колес;
в — с двумя насосами и бортовым приводом ведущих колес

На рис. 19.30б показана схема раздельного расположения гидроагрегатов в трансмиссии колесной машины. Насос расположен отдельно от гидромоторов, которые снесены к ведущим колесам. В связи с тем, что потери при перемещении замкнутого объема жидкости от насоса к мотору незначительны, их можно располагать на некотором удалении друг от друга. Это свойство гидрообъемной передачи дает широкие возможности компоновки многоприводных машин и активных прицепов. Изменение скорости движения осуществляется, как правило, регулированием насоса, а требуемый диапазон регулирования с сохранением высоких значений КПД осуществляется последовательным отключением (включением) привода каждого моста. Гидромоторы могут быть встроены в ведущие колеса и установлены вне колес. В первом случае гидромотор непосредственно связан с колесом, во втором между ними осуществляется механическая связь. Такой гидропривод имеет свойства автомобильного дифференциала. При работе ведущего моста гидромоторы правого и левого колес образуют гидравлический дифференциал, который аналогичен по своему влиянию на проходимость машины механическому дифференциалу с малым трением. Чтобы избежать влияния этого явления на проходимость, в гидрообъемных трансмиссиях предусматривают систему автоматических или управляемых клапанов, которые отключают буксующее колесо от нагнетательной ветви, и весь поток жидкости направляется на небуксующее колесо.

Схема возможной компоновки многоосной полноприводной колесной машины высокой проходимости показана на рис. 19.30в. По такой схеме могут создаваться подборщики-транспортировщики для вывозки древесины с лесосеки и движения по магистральным дорогам и дорогам общего назначения. Компоновка гидрообъемного привода позволяет значительно повысить проходимость благодаря большому клиренсу, а также плавности изменения момента на ведущих колесах. Последовательное отключение ведущих мостов при движении по хорошим дорогам позволит сохранять высокие значения КПД трансмиссии.

Система бортового привода, когда двигатель приводит в действие два насоса, каждый из которых питает гидромоторы своего борта, позволяет осуществлять управление машиной по типу гусеничного трактора. Изменяя частоту вращения колес одного из бортов, можно осуществлять плавные повороты, а при необходимости реверсировать один из бортов для поворота на месте. Из этого следует, что такие системы привода ведущих колес лесных машин способствуют повышению весьма ценного качества — маневренности. Кроме того, параллельность работы магистралей двух насосов повышает надежность трансмиссии в целом. Все три представленных варианта выполнены по замкнутой схеме, которой свойственен один недостаток. В замкнутом объемном приводе связь между насосом и гидродвигателем практически жесткая. Движение машины с «накатом» по инерции невозможно. Так как гидромашины привода обратимы, то при движении по инерции или буксировке ведущие колеса должны быть отключены от гидромотора во избежание торможения машины. Этого явления может не быть, если предусмотреть в трансмиссии механические устройства для отключения ведущих колес (зубчатые муфты, муфты свободного хода), гидравлические способы отключения рабочих цилиндров от ведомого вала гидромотора или устройства для соединения между собой нагнетательной и возвратной магистралей.

Из всех существующих способов регулирования гидроприводов на отечественных и зарубежных лесных машинах получили распространение два вида машинного управления: изменением рабочего объема насоса и мотора. Кроме того, возможно управление изменением частоты вращения коленчатого вала двигателя внутрен-

него сгорания, приводящего в работу объемный насос. Наиболее распространен способ регулирования изменением рабочего объема насоса. Производительность насоса $Q_n = q_n n_n$, где q_n — объем жидкости, вытесняемой поршнями насоса за один оборот вала, $\text{м}^3/\text{об}$, или постоянная насоса; n_n — частота вращения насоса. Пренебрегая утечками, из соотношения расхода гидромотора и подачи насоса $q_n n_n = q_m n_m$ получим передаточное число гидрообъемной передачи из равенства $i = n_n/n_m = q_m/q_n$, где q_m — постоянная гидромотора; n_m — частота вращения гидромотора. Величина q_n регулируемого насоса изменяется от 0 до $q_{n \max}$, следовательно, при таком способе регулирования частота вращения выходного вала трансмиссии (т. е. вала гидромотора) будет находиться в пределах:

$$0 \leq n_m \leq \frac{q_{n \max} n_n}{q_m}. \quad (19.21)$$

При регулируемом гидромоторе в знаменателе выражения (19.21) будет величина $q_{m \min}$. Мощность, потребляемая насосом, $N_n = p q_n n_n$ (p — давление, развиваемое насосом). При изменении производительности насоса и постоянстве мощности приводного двигателя и частоты вращения его вала необходимо соблюдение условия $p q = \text{const}$, т. е. давление в системе, а следовательно, и крутящий момент на валу гидромотора изменяются гиперболически в зависимости от изменения q_n . При такой зависимости в случае $q_n \rightarrow 0$, момент на ведущем валу машины $M_k \rightarrow \infty$ (так как $p \rightarrow \infty$). При трогании с места транспортной системы значение M_k в трансмиссии может существенно превысить момент, реализуемый по сцеплению двигателя с дорогой. Чтобы этого не произошло, в систему управления включают предохранительные клапаны, отрегулированные на максимально допустимое расчетное давление $p_{\max}$. Таким образом, верхняя часть внешней характеристики машины с гидрообъемной трансмиссией отсекается горизонтальной линией,

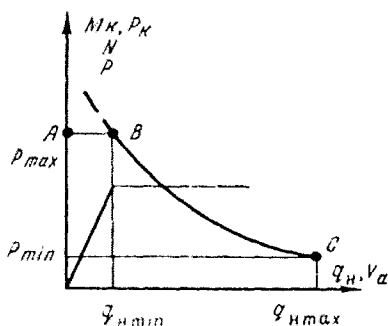


Рис. 19.31. Внешняя характеристика тягача с гидрообъемной передачей

соответствующей $p_{\max}$ и на участке AB (см. рис. 19.31) трансмиссия не передает всей мощности двигателя. Участок BC характеризуется работой с постоянной мощностью двигателя. С увеличением частоты вращения давление в системе будет снижаться до величины $p_{\min}$ соответствующей $q_n = q_{n\max}$. Тогда регулирование прекращается. Свойство гидропривода повышать крутящий момент на ведущих колесах с ростом сопротивления движению машины является основным достоинством этого типа привода. Кривая регулирования (см. рис. 19.31) в масштабе силы тяги p_k и скорости v_a представляет собой внешнюю характеристику машины с гидрообъемной трансмиссией. Силовой диапазон передачи $\frac{M_{\max}}{M_{\min}} = \frac{p_{\max}}{p_{\min}}$ ограничивает-

ся прочностью деталей привода и КПД передачи. Чем выше максимальное давление в гидросистеме, тем шире диапазон регулирования. Окончательный диапазон регулирования определяется назначением и конкретными условиями эксплуатации, при этом основной целью является обеспечение высокой производительности машины.

К достоинствам относятся: бесступенчатое регулирование скорости и плавность передачи крутящего момента; реверсивность и возможность двигаться на малых («ползучих») скоростях; удобство компоновки и минимальное использование механических звеньев; возможность объединения гидропривода с механизмом поворота; легкость управления и его автоматизации.

Наряду с достоинствами, такие передачи в сравнении с механическими имеют ряд существенных недостатков: снижение КПД трансмиссии при больших диапазонах регулирования и, как следствие, неэкономичность длительной работы машины на режимах, не соответствующих номинальным нагрузкам; несколько большая масса трансмиссии на единицу передаваемой мощности; более высокая стоимость трансмиссии.

При создании многооперационных гидрофицированных лесосечных машин преимущества гидрообъемного привода настолько очевидны, что с учетом значительного роста технического уровня гидромашин его можно считать наиболее перспективным.

20. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ

20.1. Ходовая часть колесных лесотранспортных машин

Ходовая система или, как ее часто называют, ходовая часть, преобразуя вращательное движение ведущих колес в поступательное движение лесотранспортной машины, должна обеспечивать хорошее сцепление движителя с грунтом, необходимую плавность хода, смягчая и поглощая удары, возникающие от микронеровностей пути, высокий коэффициент полезного действия, минимальное и равномерное давление на грунт, устойчивое прямолинейное движение и хорошую управляемость. На детали ходовой части воздействуют различные усилия и среда, способствующая интенсивному механическому, абразивному и другим видам изнашивания.

Ходовая часть колесной лесотранспортной машины состоит из рамы, передней и задней подвесок, осей и колесного движителя.

Рама является несущей системой машины, на которой монтируются двигатель, агрегаты и механизмы машины. Элементы рамы подвержены силовому возмущающему воздействию от реактивной силы сцепления, необходимой для создания касательной силы тяги, усилий от амортизаторов и упругих элементов, сил торможения и др. Рама должна обладать достаточной жесткостью, чтобы относительное расположение закрепленных на ней агрегатов менялось незначительно, малым весом, а также формой, обеспечивающей удобство монтажа и низкое положение центра тяжести машины.

По конструкции рамы лесотранспортных машин делятся на типы: лонжеронные, шарнирно-сочлененные. Лесовозные автомобили имеют рамы лонжеронного типа, которые состоят из двух

продольных балок — лонжеронов швеллерного сечения с переменной высотой профиля, связанных между собой поперечинами (траверсами). На передних поперечинах устанавливается двигатель, а на остальных — другие агрегаты автомобиля и сцепное устройство. У лесовозных автомобилей устанавливаются дополнительная (подкониковая) рама, на которой монтируется опорная плита коника, лебедка, накатные плоскости для прицепа-ропуса, ограждение кабины и т. д. У колесных трелевочных тракторов применяется шарнирно-сочлененная рама, состоящая из двух полурам, соединенных шарнирным устройством с двумя степенями свободы. Шарнирное соединение позволяет поворачиваться передней и задней полурамам одна относительно другой на $30...56^\circ$ в каждую сторону в плоскости дороги. Кроме того, задняя полурама относительно передней может разворачиваться вокруг горизонтальной оси на угол $15...20^\circ$, в каждую сторону. Такая шарнирная связь обеспечивает хорошую маневренность, приспособляемость к поверхности пути и устойчивость трактора и позволяет снизить нагруженность элементов рамы.

Подвеска. Под подвеской понимают совокупность устройств, обеспечивающих упругую связь рамы лесотранспортной машины с осями (мостами), уменьшение динамических нагрузок на раму и колеса, возникающих при взаимодействии колес с микронеровностями опорной поверхности, а также регулирование положения подрессоренной массы во время движения.

К подвеске, состоящей из упругих элементов, направляющего устройства и амортизаторов, предъявляются следующие требования: статический прогиб подвески при нагрузке должен обеспечивать необходимую частоту собственных колебаний подрессоренной массы, а динамический прогиб — отсутствие частых ударов неподрессоренной массы в ограничители при движении по плохим дорогам; должна эффективно гасить колебательные процессы подрессоренных и неподрессоренных масс машины; обеспечивать приспособляемость колес к неровностям пути; противодействовать кренам при повороте и «клевкам» при неустановившихся движениях.

Подвески классифицируются по следующим признакам:

- типу упругого элемента — механические, пневматические и гидропневматические;

- схеме направляющего устройства — зависимые с неразрезной балкой (индивидуальная балансирная), независимые с разрезной балкой;

- способу гашения колебаний — гидравлический амортизатор, механическое трение.

На лесотранспортных машинах применяются зависимые упругие подвески с гидравлическими амортизаторами. В качестве упругого элемента используются листовые рессоры, выполняющие одновременно функции направляющих устройств. Параметры рессоры определяют характеристику подвески и оказывают значительное влияние на плавность хода лесотранспортной машины. Основными параметрами рессоры являются жесткость, коэффициент динамичности и характеристика изменения силы упругости от деформации рессоры. Жесткость и коэффициент динамичности зависят от типа лесотранспортной машины, колесной формулы, места установки рессоры.

Для улучшения характеристики подвески и сужения диапазона изменения собственной частоты колебания подрессоренной массы устанавливают два упругих элемента, обладающих прогрессивной характеристикой. Коэффициент жесткости подвески в целом определяется по ее упругой характеристике, выражающей зависимость вертикальной нагрузки G_n и деформации f_n .

Жесткость нелинейной подвески C'_n в любой точке упругой характеристики определяется:

$$C'_n = \frac{dC_n}{df_n} \quad (20.1)$$

или графическим дифференцированием кривой упругой характеристики.

Передняя рессора 3 лесовозного автомобиля МАЗ установлена на специальной площадке балки переднего моста и крепится к ней стремянками 4 (см. рис. 20.1). Под стремянками установлена накладка с осевым резиновым буфером 11, ограничивающим прогиб рессоры и исключающим жесткие удары ее о лонжерон рамы. На лонжероне рамы автомобиля установлена накладка 9, с дополнительным резиновым буфером, который при больших прогибах не только смягчает удары рессоры о раму, но и увеличивает жесткость подвески, делая ее характеристику нелинейной.

Передний конец рессоры связан с лонжероном рамы с помощью пальца крепления рессоры 2 и кронштейна 1. Эта связь передает толкающие и тормозные усилия. Задним концом рессора свободно опирается на цилиндрическую поверхность внутренней части заднего кронштейна. При движении автомобиля под действием динамических сил изменяется прогиб рессоры и ее задний конец скользит по цилиндрической поверхности заднего кронштейна. Параллельно рессоре установлен амортизатор 6, соединенный с рамой кронштейном 10.

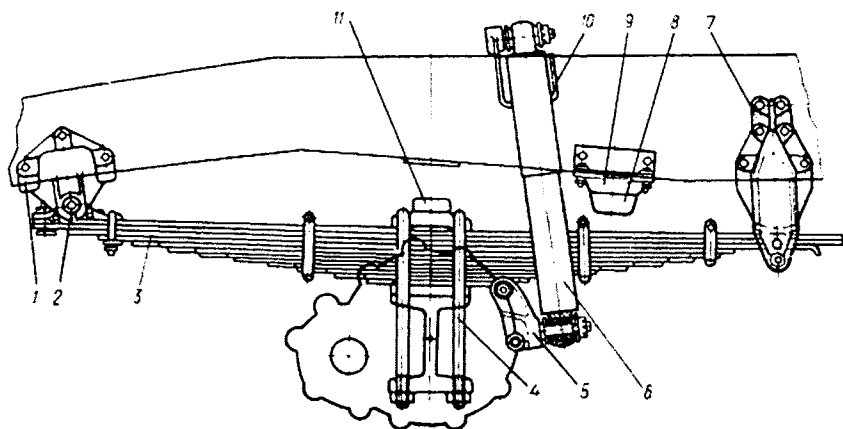


Рис. 20.1. Передняя подвеска:

- 1 — передний кронштейн; 2 — палец крепления рессоры; 3 — рессора;
 4 — стремянка; 5 — кронштейн амортизатора нижний; 6 — амортизатор;
 7 — задний кронштейн; 8 — дополнительный буфер рессоры; 9 — накладка;
 10 — кронштейн амортизатора верхний; 11 — основной буфер

Задняя подвеска лесовозного автомобиля МАЗ (рис. 20.2) имеет основную 2 и дополнительную 5 рессоры, которые крепятся стремлянками 6. Крепление задней основной рессоры аналогично передней — через палец крепления рессоры 3 и кронштейн 1. Задний конец рессоры также опирается на цилиндрическую поверхность заднего кронштейна 8. В центре рессор под стремлянками установлена накладка 7 с буфером, выполняющим те же функции, что и основной буфер передней рессоры. При значительном прогибе основной рессоры включается в работу дополнительная рессора 7, упираясь в кронштейн 4.

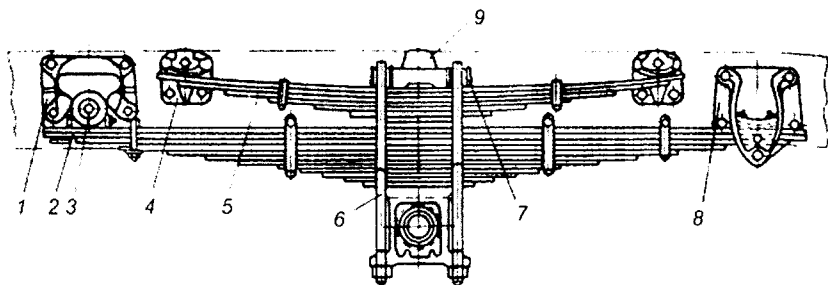


Рис. 20.2. Задняя подвеска автомобиля:

- 1 — передний кронштейн; 2 — основная рессора; 3 — палец крепления рессоры;
 4 — кронштейн дополнительной рессоры; 5 — дополнительная рессора;
 6 — стремянка; 7 — накладка рессоры; 8 — задний кронштейн; 9 — буфер

На лесовозных автомобилях 6К6 (КрАЗ-6437) применяется балансирующая подвеска среднего и заднего мостов, состоящая из рессоры и реактивных штанг, воспринимающих толкающие и тормозные усилия. Средний и задний мосты в таком заблокированном виде образуют балансирующую тележку и крепятся шарнирно к раме автомобиля.

Для получения мягкой подвески с хорошими гасящими свойствами колебаний необходимо слабое механическое трение в подвеске, а основное гашение энергии колебаний происходит вязким трением в гидравлическом амортизаторе. При большом механическом трении в рессорах и сопряжениях подвески толчки, сила которых не превосходит по величине силы трения, будут передаваться на раму.

Большая сила механического трения выключает из работы упругий элемент и амортизатор, что приводит к совместным колебаниям подрессоренных и неподрессоренных масс без относительного их перемещения. При такой блокировке упругих элементов и амортизаторов жесткость подвески и затухание колебательных процессов в системе определяются только жесткостью шин и рассеиванием в них энергии. Поэтому при проектировании подвески стремятся уменьшить сухое трение, а демпфирование колебательных процессов обеспечить вязким трением в гидравлических амортизаторах.

Амортизаторы. Для повышения плавности хода и гашения колебаний, возникающих при движении автомобиля по дорогам с микронеровностями, в передней подвеске установлены

гидравлические амортизаторы. К основным параметрам амортизатора относятся: усилия сжатия и отбоя, коэффициент аperiodичности Ω_0 , определяющий степень затухания свободных колебаний подрессоренной массы, и некоторые другие. Сила сопротивления амортизатора $P_{ам}$ с линейной симметричной характеристикой пропорциональна скорости перемещения поршня:

$$P_{ам} = k_a v_{ан}, \quad (20.2)$$

где k_a — коэффициент сопротивления амортизатора; $v_{ан}$ — скорость перемещения поршня.

Для линейных колебательных систем, включающих массу и упругий элемент амортизатора, коэффициент ψ_0 определяет степень затухания колебательного процесса:

$$\psi_0 = \frac{\ln p}{2\pi}, \quad (20.3)$$

где p — декремент свободных колебаний, который равен логарифму отношению двух последовательных наибольших отклонений подрессоренной массы за один период колебаний.

При возмущении случайных колебаний подрессоренной массы лесотранспортной машины от микронеровностей поверхности пути коэффициент аperiodичности определяется по дисперсии скорости деформации упругого элемента:

$$\psi_0 = \frac{G'_n}{4\left(\frac{\pi}{f_0}\right)^2} M \sqrt{D_v}, \quad (20.4)$$

где G'_n — нагрузка на рессору; f_0 — частота колебания подрессоренной массы; M — подрессоренная масса, отнесенная к одному колесу; D_v — дисперсия скорости деформации упругого элемента.

Значение коэффициента аperiodичности Ω_0 находится в пределах 0,2...0,3.

На лесотранспортных машинах получили распространение амортизаторы двустороннего действия с несимметричной характеристикой и разгрузочными клапанами. Характеристика таких амортизаторов определяется двумя коэффициентами сопротивления при открытом и закрытом положении клапанов. На лесовозных автомобилях применяются гидравлические амортизаторы телескопического типа двустороннего действия. Относительное перемещение подрессоренных и неподрессоренных масс автомо-

бия вызывает протекание жидкости через дросселирующую систему амортизатора, в результате чего возникает сопротивление, поглощающее энергию колебательного процесса. Сопротивление амортизатора при ходе сжатия меньше в 2...5 раз, чем при отдаче, что приводит к уменьшению передаваемых толчков на раму и гашению колебаний масс.

Клапанная система автоматически меняет силы сопротивления амортизатора в зависимости от интенсивности ходов сжатия и отдачи. Это ускоряет гашение колебаний, а работа рессор становится более плавной. Рассмотрим работу телескопического амортизатора двухстороннего действия, применяемого на лесовозных автомобилях. Амортизатор своими проушинами 1 (см. рис. 20.3) связан с подрессоренной массой — рамой и неподрессоренной массой — балкой заднего моста лесотранспортной машины. Работает он следующим образом. При движении лесотранспортной системы под воздействием микронеровностей опорной поверхности возникают относительные перемещения подрессоренной и неподрессоренной масс. При совпадении частоты возмущающего воздействия с собственной частотой колебания подрессоренной массы в колебательной системе возникает резонанс, который можно погасить только введением вязкого трения в колебательную систему. Наибольшее сопротивление амортизатор развивает при «отбое», т. е. растяжении, при этом поршень 6 амортизатора перемещается вверх, и жидкость над поршнем сжимается. Перепускной клапан 8 при этом закрывается, и жидкость через внутренний ряд отверстий 9 в поршне 6 поступает к прижатому пружинной 5 клапану отдачи 10. Внутренний клапан 11, расположенный на корпусе клапана сжатия, пропускает через отверстие 7 из полости П резервуара в рабочий цилиндр 2 жидкость в объеме, равном той части штока 3, которая выталкивается из цилиндра.

Под воздействием сжатия поршень вытесняет жидкость через отверстия 4 и клапан 8 из-под поршня в пространство над поршнем. Избыток жидкости, равный объему штока, вытесняется в полость через отверстие 14. Увеличение скорости относительного перемещения подрессоренной и неподрессоренной масс сопровождается возрастанием скорости движения поршня в амортизаторе, при этом давлением жидкости преодолевается усилие пружины 13, клапан сжатия 12 открывается и ограничивается сопротивление амортизатора.

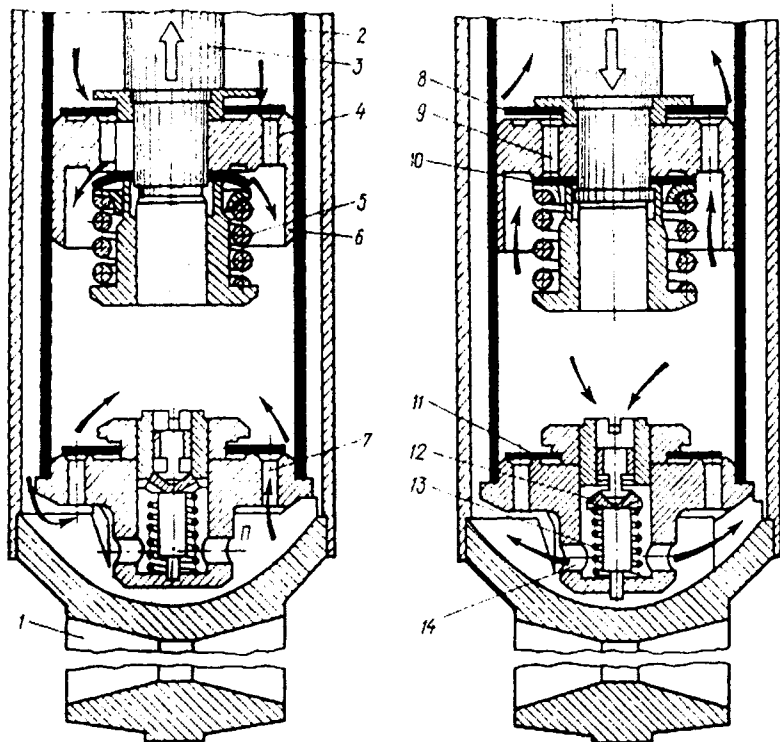


Рис. 20.3. Схема работы амортизатора:

1 — проушина; 2 — цилиндр; 3 — шток; 4, 7, 9, 14 — отверстия;
 5, 13 — пружина; 6 — поршень; 8 — клапан; 10 — клапан отдачи;
 11 — внутренний клапан; 12 — клапан сжатия

Колесные трелевочные тракторы пока не имеют рессор и амортизаторов. Однако колесные тракторы, являющиеся базой для различных лесосечных машин и применяемые в лесном хозяйстве (МТЗ-102, Т-150К, Т-40А), имеют в передней подвеске полуэллиптические рессоры или цилиндрические пружины. Рассеивание энергии при такой связи рамы с мостами обеспечивается за счет гистеризиса шин, внутреннего трения в рессорах, а также сухого трения между листами рессор и в сопряжениях элементов.

Повышение энергонасыщенности и рабочей скорости перспективных колесных трелевочных тракторов приведет к увеличению

энергии внешнего возмущающего воздействия на ходовую часть, что вынудит конструкторов ввести в подвеску более эффективное демпфирование колебаний системы в резонансных режимах.

Уже на тракторе ЛТ-171, который находит применение в лесном хозяйстве и на лесозаготовках, для увеличения рассеивания энергии колебательных процессов дополнительно к полуэллиптической рессоре переднего моста устанавливается телескопический гидравлический амортизатор автомобильного типа.

О с и. Оси колесных лесотранспортных машин выполнены в виде мостов, передающих через элементы подвески или непосредственно на раму вертикальные, продольные и поперечные силы, возникающие при взаимодействии колес с опорной поверхностью. Конструктивно мосты выполняются в виде кованых стальных, литых чугуновых или штампованно-сварных балок из стали.

Принята следующая классификация балок: по типу моста — балки управляемого неведущего моста, балки управляемого ведущего моста и балки неуправляемого ведущего моста; по способу изготовления (для ведущих мостов) — штампованно-сварная, литая, комбинированная. Балки управляемого неведущего моста обычно выполняются двутаврового сечения, изогнутыми в вертикальной плоскости, что позволяет снизить центр тяжести двигателя и автомобиля. Балки управляемых ведущих мостов выполняются пустотелыми для размещения главной передачи, дифференциала и полуосей. К концам балки через шкворневое устройство на роликовых конических подшипниках присоединяются поворотные цапфы.

Неуправляемые ведущие мосты автомобилей состоят из стальных литых или сварных балок и соединенного с ними картера главной передачи, который обычно выполняется литым из ковкого чугуна.

К о л е с н ы й д в и ж и т е л ь, взаимодействуя с грунтом, преобразует работу двигателя в поступательное движение машины. Он состоит из колеса и шины.

К о л е с а лесотранспортных машин бывают дисковые и бездисковые; по конструкции обода делятся на неразборные и разборные; различаются по габаритным размерам и грузоподъемности. Маркировка колес содержит обозначение размера обода, товарный знак завода-изготовителя, месяц и год выпуска.

На лесовозных автомобилях применяются колеса дискового (ЗИЛ-131, Урал-4320) и бездискового (МАЗ-5434, КрАЗ-6437) типов. Колесные тракторы ТЛК-4-01, К-703, К-703М, ЛТ-171, МЛ-30 также имеют колеса бездисковой конструкции. Колесо состоит из ступицы, диска (или спиц) и обода, на котором монтируется шина. На машине повышенной и высокой проходимости могут применяться колеса специального назначения, предназначенные для монтажа шин с широким профилем, низким и переменным давлением воздуха и относительно эластичным каркасом. Эти колеса бывают для шин с регулируемым давлением обычного и уширенного профиля, арочных шин и пневмоклатков. На перспективных колесных лесотранспортных машинах большой грузоподъемности можно ожидать применения колес для крупногабаритных шин, имеющих более сложную конструкцию.

Ступица колеса служит для связи колеса с ведомой или ведущей осями.

Шина, смонтированная на колесе, обеспечивает качение машины по дороге, смягчает толчки от неровностей и способствует рассеиванию энергии колебательных процессов.

Взаимодействуя с опорной поверхностью, шины оказывают значительное влияние на тягово-сцепные свойства, энергоемкость транспортного процесса, проходимость, устойчивость движения, управляемость, плавность хода и другие свойства лесотранспортных машин.

Шины классифицируются по следующим признакам:

- по назначению: для легковых и грузовых автомобилей, а тракторные — шины для ведущих, направляющих и несущих колес;
- по форме профиля: шины обычные (тороидные), приближающиеся по форме к окружности, широкопрофильные, арочные и пневмоклатки;
- по внутреннему давлению: шины высокого — более 0,45 МПа; низкого — 0,15...0,45 МПа, сверхнизкого — 0,05...0,15 МПа и регулируемого давления;
- по виду рисунка протектора: шины с дорожным, универсальным и повышенной проходимости рисунком протектора;
- по типу: камерные и бескамерные;
- по конструкции каркаса: шины с диагональным и радиальным расположением нитей корда.

Шины должны работать при расчетной скорости, обеспечивать необходимый коэффициент сцепления и сопротивления качению, иметь малый момент инерции и достаточную самоочищаемость грунтозацепов, обладать хорошей поглощающей способностью и рассеивать энергию колебательных процессов.

Для шин общего назначения принято численное обозначение. Первое число указывает ширину профиля шины в миллиметрах, второе — посадочный диаметр обода в миллиметрах. Размеры шин могут быть указаны в дюймах или в смешанной системе — первый размер в миллиметрах, а второй в дюймах. Встречаются обозначения, когда после ширины профиля шины дробью записано отношение высоты профиля к ширине в процентах, а затем буквенное обозначение (R — радиальная) и посадочный диаметр обода в миллиметрах. Обозначения широкопрофильных шин и тракторных могут иметь особенности, отражающие ширину обода, расположение нитей корда, размер наружного диаметра и др. На боковой части шины указываются завод-изготовитель, порядковый серийный номер и дата выпуска.

Колесные тракторы имеют шины низкого и сверхнизкого давления, которые делятся на шины для ведущих и направляющих колес. Все шины тракторного типа предназначены для работы со скоростью до 35 км/ч. Тракторные шины ведущих колес должны воспринимать нагрузки на колесо, обеспечивать передачу крутящего момента и создавать тяговое усилие. Шины направляющих колес, кроме восприятия нагрузки, должны обеспечивать хорошую управляемость колес. На тракторных прицепах различного назначения применяются шины несущих колес.

В зависимости от типа рисунка протектора шины предназначены для эксплуатации на дорогах с усовершенствованным покрытием, на дорогах с различным покрытием (универсальный рисунок) и в условиях бездорожья или на мягких грунтах.

На автомобилях широко применяются камерные шины тороидного типа, которые состоят из покрышки, камеры и ободной ленты. К основным элементам покрышки (см. рис. 20.4) относятся: каркас 1, образованный из нескольких слоев корда, протектор 2, подушечный слой (брекер) 3 и два проволоочных кольца 4. Для нитей корда применяются хлопчатобумажное волокно, вискоза, синтетические материалы и стальная проволока. Протектор изготавливается из прочной, твердой, хорошо сопротивляющейся износу резины.

Тороидные шины выпускаются промышленностью и в бескамерном исполнении. Благодаря меньшей тепловой напряженности, они имеют высокий коэффициент сцепления и обеспечивают большую безопасность движения. Бескамерные тороидные шины отличаются от камерных наличием уплотнительной бортовой резины и внутреннего герметизирующего слоя, который у некоторых шин выполняется самозаклеивающимся. Хороший теплообмен, повышенная прочность позволяют эксплуатировать бескамерные шины при высоких скоростях движения, а срок службы этих шин примерно на 20% выше, чем камерных, но для лесотранспортных машин такие шины пока находятся в стадии создания.

В мировом автотракторостроении наблюдается тенденция применения на машинах большой мощности и грузоподъемности шин с металлокордами, которые бывают трех типов: с металлокордом в каркасе и брекере, с нейлоновым кордом в каркасе и с металлокордом в подканавочном слое, и с меридиальным расположением нитей стального или нейлонового корда в каркасе и с металлокордом в брекере. Высокая прочность стального корда придает таким шинам ряд преимуществ: меньше слоев корда (2...4 слоя корда в каркасе вместо 8...14), тоньше каркас, выше коэффициент сцепления, лучше теплопроводность и теплостойкость. Срок службы шин с металлокордом в 2 раза выше, чем обычных. Ведущие в мире производители лесных машин выпускают для лесопромышленных тракторов шины, армированные новым специальным высокопрочным материалом «Кевлар». По данным испытаний, шины, армированные материалом «Кевлар», почти в 2 раза прочнее лесных шин, армированных металлокордом.

Важным этапом в совершенствовании шин для лесотранспортных машин является создание шин типа Р и РС, отличающихся от обычных принципиально новой конструкцией каркаса и брекера. Для таких шин характерной особенностью является радиальное расположение нитей корда в каркасе и окружное направление нитей в подушечном слое. Корд таких шин изготавливается из текстильных или стальных нитей. Шины РС имеют съемный протектор, армированный стальным кордом, который удерживается на корпусе при накачивании шины воздухом.

Основные преимущества шин типа Р и РС по сравнению с обычными следующие: срок службы шин Р в 1,3...1,5 раза больше, а шин РС — в 4...5 (за счет сменных протекторных колец);

сопротивление качению на 10...15% меньше; лучшая стабильность качения по кривой; выше коэффициент сцепления.

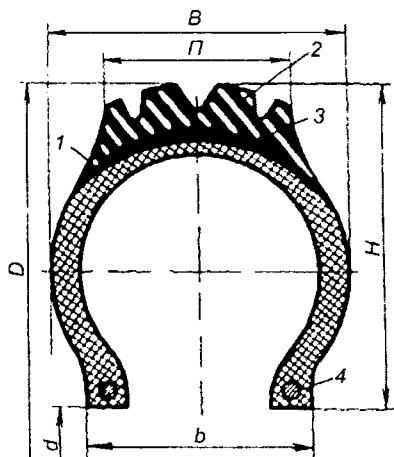


Рис. 20.4. Элементы конструкции шины:

1 — каркас; 2 — протектор;
3 — подушечный слой; 4 — кольцо

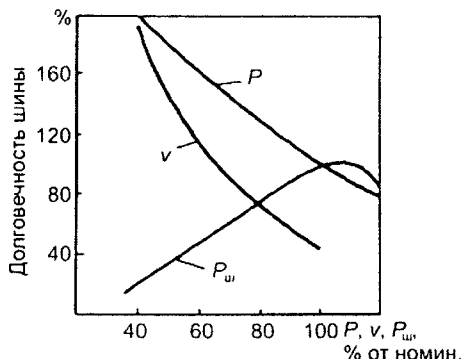


Рис. 20.5. Долговечность шины в зависимости от условий эксплуатации

К их недостаткам относятся: повышенная боковая эластичность, меньшая боковая устойчивость автомобиля, высокая чувствительность к боковым повреждениям и сложная технология производства. Применение шин типа Р сопровождается увеличением КПД машины 5...6% при снижении удельного расхода топлива до 6% за счет уменьшения потерь от буксования.

Эффективность автомобиля, работающего в разнообразных дорожных условиях, значительно повышается от применения шин с регулируемым давлением. Они имеют уширенный профиль (на 20...40%), пониженную жесткость и хорошую эластичность. Эти шины имеют грунтозацепы глубиной 20...30 мм с канавками для лучшего отвода тепла. Автомобиль с такими колесами в условиях бездорожья может передвигаться на малой скорости при пониженном давлении в шинах. На дорогах с твердым покрытием давление в шинах необходимо повышать до нормальной величины. Это достигается системой централизованного регулирования давления воздуха. Шины с регулируемым давлением применяются только на ЗИЛ-131.

Широкопрофильные шины имеют много преимуществ: меньшую (на 15...25%) массу, лучшее сцепление с дорогой за счет большей площади контакта, меньшую жесткость, внутреннее давление и расход топлива. Применение таких шин позволяет увеличить грузоподъемность, повысить экономичность, улучшить проходимость машины и обеспечить большую безопасность движения.

В условиях бездорожья и смешанных дорог высокая эффективность и экономичность обеспечивается применением арочных шин. Они отличаются от обыкновенных увеличенной шириной профиля и имеют рисунок протектора с редко расположенными развитыми грунтозацепами. Площадь опоры арочной шины в 2,5...4,0 раза больше, чем общая площадь опоры обычных сдвоенных шин. Однако арочные шины увеличивают нагрузки в трансмиссии, особенно на дорогах с твердым покрытием. Такие шины пока применяются на автомобилях для подвозки топлива на лесосеку.

Для лесотранспортных машин высокой проходимости и специальных машин в перспективе могут применяться пневмокати, которые повышают эффективность при работе на деформируемых грунтах с малой несущей способностью (снеге, сухом песке, торфе и т. д.). Пневмокати имеют тонкостенную оболочку, большую площадь контакта и низкое давление от 0,01 до 0,07 МПа.

Соотношение геометрических размеров шин различного конструктивного исполнения приведены в табл. 20.1.

Таблица 20.1

Соотношение геометрических размеров шин

Тип шины	Соотношение размеров			
	H/B	b/B	D/d	B/D
Тороидная	0,9...1,06	0,45...0,65	1,8...2,6	0,2...0,3
Широкопрофильная, высокой проходимости	0,5...0,7	0,8...0,9	2,0...3,0	0,35...0,45
Арочная	0,3...0,6	0,9...1,0	2,0...2,5	0,5...0,7
Пневмокати	0,2...0,3	4,0...11,0	3,0...5,0	0,6...1,5

Работа шины сопровождается деформацией, а следовательно, гистерезисными потерями, которые в основном зависят от амплитуды, деформации, частоты и температуры. С другой стороны, поглощение шиной энергии толчков и ударов при движении по неровностям пути улучшает плавность хода, снижает динамические нагрузки и сохраняет груз.

Сопротивление движению машины существенно зависит от затрат энергии на трение в материале шины и в контакте ее с поверхностью пути и на аэродинамические процессы. При движении машины по дороге с твердым покрытием 90...95% общих потерь в шине приходится на трение в материале.

На долговечность шины влияет ряд факторов: нагрузка, скорость движения, касательная сила тяги, тип дороги, давление воздуха и т. д. С увеличением нагрузки на шину P сверх допустимой, при понижении или повышении внутреннего давления в шине по сравнению с нормальным, с увеличением скорости движения долговечность понижается (см. рис. 20.5). Износ шины находится в степенной зависимости от касательной силы тяги.

Определяющее влияние на износ шины может оказывать техника вождения машины. Так, установлено, что при неумелом управлении машиной износ шин вследствие резких троганий и торможений может возрасти в 30...40 раз по сравнению с квалифицированным управлением машиной в аналогичных условиях.

К основным показателям автотракторных шин, кроме площади пятна контакта шин и давления на опорную поверхность, относят динамический радиус r_d , КПД колеса η_k , коэффициент бокового увода k_y , жесткость шины $C_{ш}$.

Динамический радиус колеса в студенческих расчетах можно определить:

$$r_d = \frac{D}{2 - \lambda b}, \quad (20.5)$$

где D — наружный диаметр шины; b — ширина профиля шины; λ — коэффициент деформации ($\lambda = 0,14...0,20$).

Увеличение нагрузки на ведущее колесо трактора вызывает возрастание с разной интенсивностью касательной силы тяги P_k и силы сопротивления качению P_r . Это приводит к тому, что максимальная крюковая сила тяги трактора $P_{кр}$ наблюдается при максимальном КПД колеса:

$$\eta_k = \frac{P_{кр}}{P_k(1 - \delta)}. \quad (20.6)$$

При движении лесотранспортной машины на колесо может воздействовать осевая сила P_o , при этом колесо катится не в плоскости симметрии, а под некоторым к ней углом, который принято

называть углом увода δ_y . Оценивается этот угол увода коэффициентом бокового увода K_y (Н/град):

$$K_y = \frac{P_o}{\delta_y}, \quad (20.7)$$

Глубина колеи в деформированном грунте, площадь пятна контакта зависят от жесткости шины:

$$C_{\text{ш}} \approx \pi P_{\text{ш}} \sqrt{Db}. \quad (20.8)$$

Коэффициент сцепления шины с грунтом зависит от конструкции и материала шины, нагрузки на колесо, условной площади контакта, скорости движения, допустимого коэффициента буксования и физико-механических свойств грунта. Особенно интенсивно снижается коэффициент сцепления при увеличении скорости движения на влажных дорогах с асфальтобетонным покрытием. С целью повышения коэффициента сцепления на обледенелых и заснеженных дорогах иногда в шины устанавливают металлические шипы или в протектор завулканизируют спиральную стальную проволоку. Шины с шипами повышают устойчивость машины на поворотах, при боковом ветре и поперечном наклоне дороги, сокращают более чем в 2 раза тормозной путь на скользких дорогах, тем самым значительно повышают безопасность движения. Однако такие шины интенсивно изнашивают дорожное покрытие и разрушают разметку дороги.

Параметры шин лесотранспортных машин находятся в широких пределах. Следует выделить шины лесовозного автомобиля Урал-4320, имеющие весьма низкое давление воздуха в шине и большую ширину, следовательно, относительно малое давление колеса на опорную поверхность и высокую проходимость.

20.2. Ходовая часть гусеничных трелевочных тракторов

Ходовая часть гусеничного трелевочного трактора состоит из рамы, подвески и гусеничного движителя. Назначение и основные требования, предъявляемые к рамам и другим элементам ходовой системы тракторов, аналогичны требованиям, предъявляемым к тем же элементам у автомобиля.

Рама. У гусеничного трелевочного трактора рама состоит из двух лонжеронов, связанных между собой поперечными связями и защитными угольниками. Раму такой конструкции называют корпусом.

Подвеска обеспечивает связь остова трактора с двигателем и плавность хода. Существуют жесткие, полужесткие и упругие подвески тракторов. Хорошее поддрессирование на больших скоростях и высокие сцепные качества обеспечивают упругие подвески, но они создают неравномерное давление по длине опорной поверхности на грунт. В качестве упругих элементов в подвесках трактора чаще используются пружинные рессоры и торсионы (упругие элементы, работающие на кручение).

Гусеничный трелевочный трактор Онежского тракторного завода (ТЛТ-100, ТБ-1М) имеет упругую рычажно-балансирную подвеску (рис. 20.6а), а гусеничный трелевочный трактор Алтайского тракторного завода (ТТ-4М) полужесткую рычажно-балансирную подвеску (рис. 20.6б).

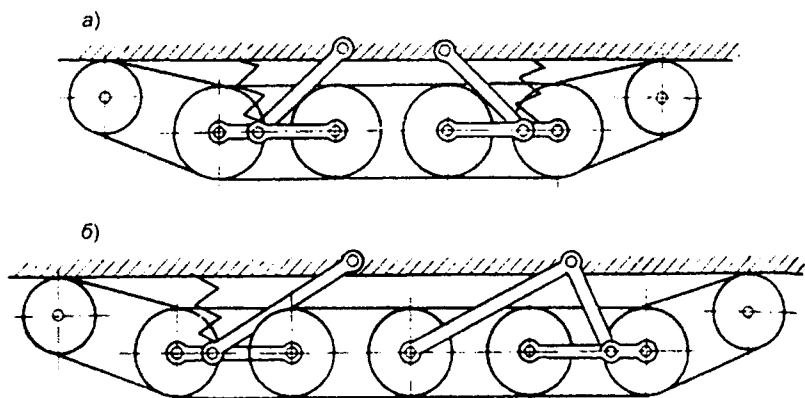


Рис. 20.6. Схемы подвески гусеничных трелевочных тракторов:
а — упругая; б — полужесткая

Такие подвески уменьшают вертикальные перемещения корпуса, а при движении по волоку со значительными микронеровностями обеспечивают «обтекание» препятствий катками. Для улучшения плавности хода в некоторые конструкции подвесок вводят связь катков одного борта машины с катками другого борта машины.

Гусеничный движитель состоит из ведущего колеса (звездочки), гусеничной цепи, направляющего колеса с амортизационно-натяжным устройством и катков.

Большое влияние на тягово-сцепные свойства трактора оказывает равномерность распределения давления на грунт, которое в большой мере зависит от числа и диаметра катков. Чем больше опорных катков в ходовой системе, тем равномернее давление на грунт. С другой стороны, увеличение диаметра опорных катков и уменьшение их количества сопровождается повышением КПД ходовой системы. У трелевочного трактора опорные катки большого диаметра обеспечивают его перекатывание по гусеничной цепи с малым сопротивлением, которая непрерывно выстилается перед катками. В гусеничной цепи применяются цельнолитые пятипроушенные звенья с грунтозацепами различной длины и формы, изготовленными из высокомарганцевой стали, которые соединяются стальными пальцами. Ведущее колесо имеет цевочное зацепление со звеньями гусеницы, которое образуется цевкой, создаваемой зубом ведущего колеса и элементом звена. Для трелевочного трактора применяется заднее расположение ведущего колеса, что обеспечивает высокий КПД движителя. К недостаткам гусеничного движителя можно отнести низкий КПД, очень большую массу и открытое шарнирное сопряжение, которое интенсивно изнашивается, особенно на песчаных и скальных грунтах. В зависимости от физико-механических свойств грунтов долговечность гусеничной цепи может изменяться в 5...10 раз. В мировом тракторостроении применяются стальные звенья гусеницы с закрытыми шарнирами на игольчатых подшипниках, работающих в смазке. Единственный путь повышения конкурентоспособности гусеничного движителя с колесным — создание гусеницы из полиамидных материалов, а также принципиально новых — пневматических, резино-металлических и др.

В процессе работы трактора шарниры изнашиваются, длина гусеницы возрастает, что приводит к увеличению радиуса. Шаг звена является исходным параметром для определения основных размеров опорной поверхности гусеницы: длины и ширины.

Работа трактора с натяжением гусеничной цепи, отличающимся от нормального, сопровождается снижением КПД ходовой части, увеличением механических напряжений в деталях и ин-

тенсивным износом зубьев ведущего колеса. Для поддержания нормального натяжения гусеничной цепи и предохранения деталей ходовой части системы от динамических нагрузок применяется амортизационно-натяжное устройство. На трелевочных тракторах такое устройство состоит из кривошипа, направляющего колеса и амортизатора, позволяющего направляющему колесу при необходимости совершать упругий ход.

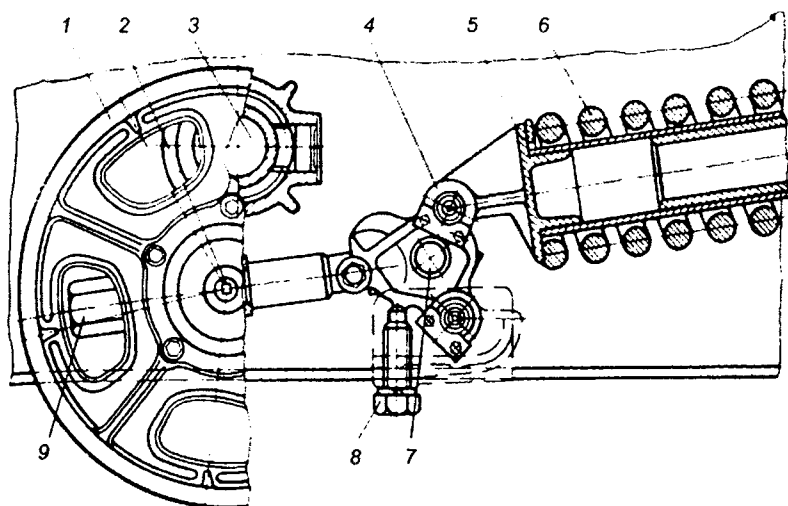


Рис. 20.7. Амортизационно-натяжное устройство трактора ОТЗ:

1 — направляющее колесо; 2 — ось; 3 — кривошип; 4 — блок шарниров;
5 — шток; 6 — пружина; 7 — ось; 8 — упорный болт; 9 — натяжной винт

Направляющие колеса в ходовых системах с упругими и полужесткими подвесками балансирного типа приподняты над поверхностью пути, что исключает удар об единичные препятствия. По конструкции направляющие колеса бывают однободовые и двухбодовые. Амортизационно-натяжное устройство семейства тракторов Онежского тракторного завода работает следующим образом (рис. 20.7). При преодолении трактором препятствий или попаданий между катком и звеном гусеницы твердых предметов натяжение ее увеличивается. Возникающее при этом дополнительное усилие в гусенице воздействует на направляющее колесо, поворачивая его с кривошипом вокруг оси. От кривошипа через

натяжной винт 9 дополнительное усилие передается на блок шарниров 4, который, поворачиваясь вокруг оси 7, сжимает амортизационную пружину 6. После уменьшения силы, действующей на гусеничную цепь, амортизационная пружина возвращает блок шарниров и направляющее колесо 1 в первоначальное положение. Упорный болт 8 через блок шарниров обеспечивает предварительное натяжение амортизационной пружины. Натяжным винтом 9 и кривошипом 3 можно перемещать направляющие колеса для изменения натяжения гусеничной цепи и ее демонтажа.

Амортизационно-натяжное устройство — название ошибочное, так как оно не амортизирует. Амортизировать можно только колебательные процессы устройством, создающим значительное трение. У тракторного амортизационного устройства существует только очень слабое внутримолекулярное трение в металле пружины.

В ближайшей перспективе следует ожидать применения на гусеничных трелевочных тракторах натяжного устройства с гидравлическим элементом для регулирования натяжения гусеничной цепи.

21. ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

21.1. Тормозные механизмы

Тормозная система состоит из тормозных механизмов и приводов. Тормозные механизмы по типу трущихся невращающихся поверхностей разделяются на колодочные, ленточные и дисковые. По месту расположения различают колесные тормозные механизмы, размещенные непосредственно у колес, и трансмиссионные, размещенные на одном из валов трансмиссии. На автомобилях обычно применяются колодочные тормоза, на гусеничных тракторах — ленточные. Получают распространение на тех и других машинах дисковые тормоза.

Колодочные тормоза по конструктивному исполнению разнообразны и отличаются в основном по способам крепления колодок на опорных дисках и способу создания нажимного усилия. Наиболее часто на грузовых автомобилях применяется тормоз (рис. 21.1) с активной 1 и пассивной 4 колодками, которые шарнирно связаны с неподвижными опорами 5. При работе тормоза такой конструкции силы F , создаваемые воздействием кулачка, прижимают колодки к барабану 2. Со стороны барабана на колодки действуют силы Y_1 и Y_2 . При вращении колеса между барабаном и фрикционными накладками колодок возникают силы трения X_1 и X_2 .

Силы F_1 и F_2 связаны зависимостью

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{c - \mu(r - m)}{c + \mu(r - m)},$$

где μ — коэффициент трения. Остальные обозначения ясны из рис. 21.1.

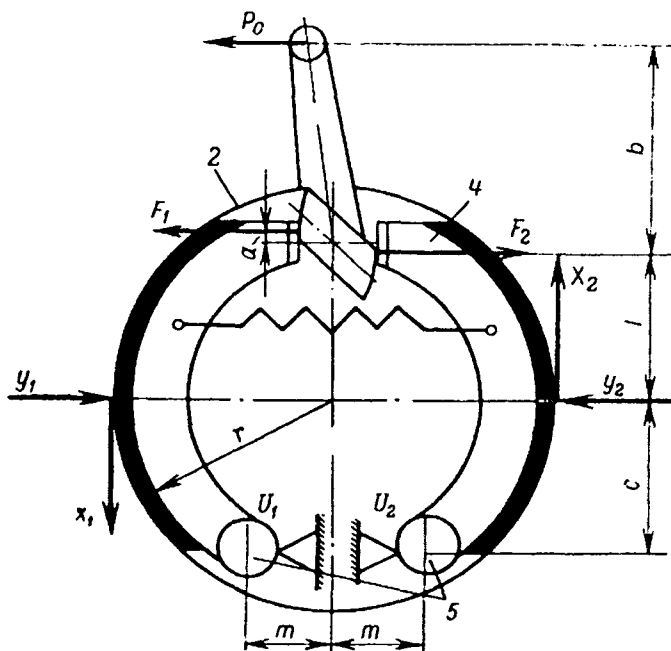


Рис. 21.1. Схема колодочного тормоза

Усилие на кулачке:

$$F_1 = \frac{M_\tau [(c - \mu(r - m))]}{2\mu r(c + l)}, \quad (21.1)$$

где M_τ — момент трения.

Усилие на тормозном рычаге:

$$P_0 = \frac{a}{2b}(F_1 + F_2) = \frac{a}{2b}P_1 \left[1 + \frac{c + \mu(r - m)}{c - \mu(r - m)} \right]. \quad (21.2)$$

Реакция на опоры пальца:

$$U_1 = P_1 \frac{l}{c} + \frac{M_\tau}{2c}; \quad (21.3)$$

$$U_2 = P_2 \frac{l}{c} - \frac{M_\tau}{2c}.$$

Суммарный момент от сил F и Y , действующий на переднюю колодку, будет больше, чем на заднюю. Дополнительное прижатие передней колодки к барабану силами трения называется самоусиливающим эффектом, а колодка называется активной. Такое явление снижает необходимое усилие нажатия на педаль тормоза. Однако, несмотря на равенство сил F_1 и F_2 , фрикционные накладки передней колодки совершают большую работу и интенсивнее изнашиваются. Это является основным недостатком такой схемы.

Дисковые тормоза имеют существенные преимущества: компактность, независимость тормозного момента от направления вращения, герметичность конструкции, отсутствие радиальных нагрузок на вал. Наиболее распространенными являются дисковые тормоза с самоусилением — заклинивающимся шариком.

Ленточные тормоза двойные, простые и плавающие применяются на гусеничных тракторах. На гусеничных трелевочных тракторах, которые в процессе работы часто меняют направления движения, применяются плавающие тормоза. Они обеспечивают почти одинаковый тормозной момент при различных направлениях вращения тормозного барабана.

Конструктивно ленточный тормоз плавающего типа выполнен так, что в зависимости от направления вращения тормозного барабана автоматически удерживается то один, то другой конец тормозной ленты и этим обеспечивается двусторонний одинаковый тормозной эффект (рис. 21.2).

При выборе ленточного тормоза оценивают основные соотношения между силами натяжения ветвей ленты, удельным давлением и усилением затяжки тормоза, принимая при этом следующие допущения:

- тормозной барабан рассматривается как абсолютно жесткое тело;
 - тормозная лента принимается как абсолютно гибкая, обеспечивающая хороший контакт;
 - вес ленты не учитывается при расчетах.
- Силы натяжения:
набегающей ветви

$$S_H = \frac{l^{\mu\alpha}}{l^{\mu\alpha} - 1} \frac{M_T}{r}, \quad (21.4)$$

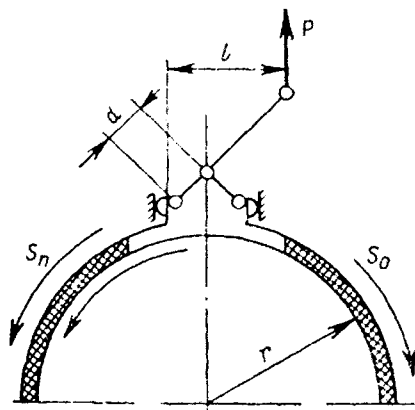


Рис. 21.2. Схема ленточного тормоза с плавающим креплением ленты

сбегающей ветви

$$S_c = \frac{M_T}{r(l^{\mu\alpha} - 1)}, \quad (21.5)$$

где μ — коэффициент трения ленты по барабану; α — угол охвата барабана лентой, рад (обычно $\alpha = 270-330^\circ$).

Удельное давление между лентой и барабаном $q_{\min}, q_{\max}$:

$$q_{\min} = \frac{S_0}{rb}; \quad q_{\max} = \frac{S_H}{rb}, \quad (21.6)$$

где b — ширина ленты ($b = 80-110$ мм),

Отношение

$$\frac{q_{\max}}{q_{\min}} = l^{\mu\alpha} \approx 4,8. \quad (21.7)$$

У тормозных механизмов с плавающим креплением ленты усилие затяжки всегда минимальное и выражается формулой:

$$P = \frac{M_T d}{rl(l^{\mu\alpha} - 1)}. \quad (21.8)$$

Рекомендуется принимать $l = 200-300$ мм, $d = 30-50$ мм. Плавающий тормоз обладает серводействием при вращении барабана в любом направлении.

Большое внимание уделяется повышению стабильности работы тормозных механизмов. Ведется поиск новых материалов, совершенствуется технология производства. Широкое применение получают приспособления, автоматически регулирующие зазоры между накладками тормозных колодок и барабанами.

21.2. Приводы

Современные транспортные и тяговые машины имеют тормозные приводы следующих типов: механические, гидравлические, пневматические и комбинированные — пневмогидравлические, электропневматические.

Приводы управления тормозами должны отвечать следующим требованиям:

- распределять тормозные моменты между колесами в заданном соотношении;
- обеспечивать определенную последовательность торможения колес;
- иметь определенное быстродействие (время срабатывания);
- обладать необходимым силовым передаточным числом:

$$i_c = \frac{\Sigma(P_1 + P_2)}{P_{\Pi}}, \quad (21.9)$$

где P_{Π} — усилие, приложенное к педали; P_1 , P_2 — соответствующие силы, приложенные к отдельным колодкам тормоза.

Механические приводы применяются только на тракторах малой и средней мощности, а также на стояночных тормозах автомобилей.

Кинематическое передаточное число i_k механического привода определяется из соотношения проекции плеч или статики сил при КПД равном единице, а силовое передаточное число:

$$i_c = i_k \eta_{\text{ш}} z, \quad (21.10)$$

где $\eta_{\text{ш}}$ — КПД бокового шарнира, $\eta_{\text{ш}} = 0,85$; z — число шарниров.

На современных трелевочных тракторах в тормозные приводы часто устанавливаются гидроусилительные элементы.

На тракторах и автомобилях малой грузоподъемности применяется гидравлический привод, который имеет следующие поло-

жительные свойства: равномерно распределяет тормозные моменты между колесами; обладает хорошим следящим действием; обеспечивает одновременность начала торможения всех колес, имеет высокий КПД и малые упругие деформации.

К недостаткам этого привода можно отнести прекращение действия тормозов при нарушении герметичности и снижение КПД при низких температурах окружающего воздуха.

В гидравлическом приводе (рис. 21.3) внутренние полости главного тормозного 5 и рабочего 12 цилиндров и трубопровода 8 заполнены тормозной жидкостью. В расторможенном состоянии тормозные колодки 13, 15 стянуты пружиной 14, колесо вращается свободно. При нажатии на педаль 1 шток 2 с поршнем 3 перемещаются в главном цилиндре 5 и вытесняют жидкость через перепускной клапан 7 по трубопроводу в рабочий цилиндр 12. Жидкость под давлением раздвигает поршни 9 и 11, которые прижимают колодки к барабану. Чем больше сила, действующая на педаль, тем сильнее прижимаются колодки к барабану. При отпуске педали давление на жидкость прекращается и пружина 17 возвращает поршень в исходное положение, а жидкость вытесняется через обратный клапан 6 в главный цилиндр. Обратный клапан поддерживает в системе избыточное давление (около 0,1 МПа) в расторможенном состоянии, что предотвращает проникновение воздуха в систему.

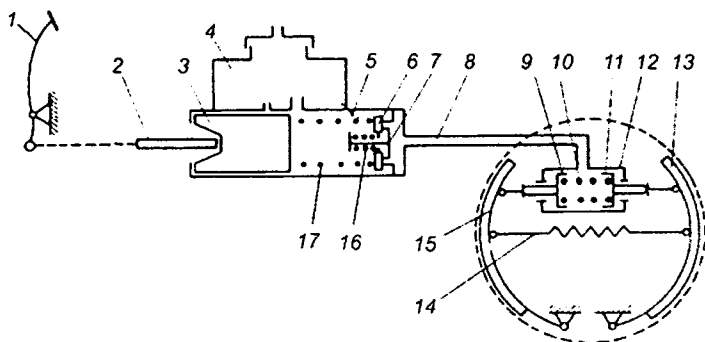


Рис. 21.3. Схема гидравлического привода тормозов

Силовое передаточное число привода определяется по формуле (21.6), значение которого для автомобилей малой грузоподъемности

находится в пределах 50–60. В некоторых автомобилях для облегчения управления устанавливаются усилители. При этом давление на жидкость создается дополнительным источником энергии (вакуумный или пневматический усилитель).

Пневматический тормозной привод устанавливается на автомобилях средней и большой грузоподъемности, а также колесных тракторах, работающих с прицепами и полуприцепами. Привод обладает высокой эффективностью действия и имеет большое силовое передаточное число.

Привод состоит (рис. 21.4) из двухцилиндрового компрессора 1, приводимого в действие от двигателя, воздушных баллонов 7, 10 тормозного крана 2, тормозных камер 9 и соединительных воздухопроводов. Давление воздуха в баллоне 10 поддерживается регулятором в пределах 0,7–0,8 МПа. Из баллона 10 воздух поступает к тормозному крану, управляемому педалью. При нажатии водителем на педаль сжатый воздух поступает в тормозную камеру 9, связанную с разжимным кулаком 11, который прижимает колодки к барабану.

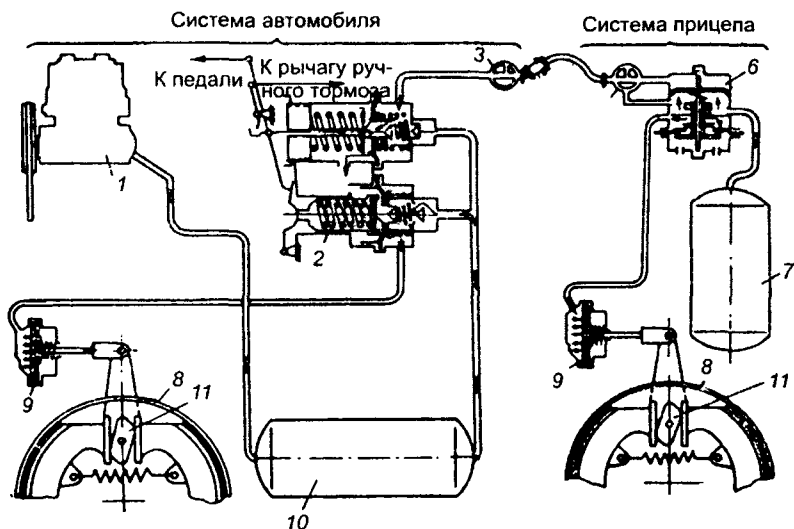


Рис. 21.4. Схема пневматического привода тормозов

На автомобилях, предназначенных для постоянной работы с прицепами и полуприцепами, управление тормозами осуществляется двухсекционным комбинированным краном (рис. 21.4) со следящим механизмом.

Секция управления тормозами автомобиля (нижняя) имеет следящий механизм прямого действия, который регулирует давление воздуха в тормозных камерах прямо пропорционально силе нажатия водителя на педаль. Секция управления тормозами прицепа (верхняя) — обратного действия. Воздух из баллонов 7 через воздухораспределитель 6 поступает под давлением в тормозные камеры прицепа при снижении краном давления в соединительной магистрали автомобиля с прицепом. Такая система обеспечивает торможение прицепа при случайной расцепке автопоезда.

На автомобилях, тракторе К-703 применяются следящие механизмы диафрагменного типа, а на автомобилях МАЗ-5434, КрАЗ-6437, Урал-4325 и КамАЗ — поршневого типа.

К недостаткам пневмопривода относятся громоздкость и малое быстродействие, особенно на автопоездах с длинными воздухопроводами. Время срабатывания пневмопривода 0,7–1,5 с, что в 2,5–8 раз больше, чем гидропривода.

Комбинированный пневмогидравлический привод сочетает лучшие качества пневматического и гидравлического приводов и имеет преимущества в сравнении с пневматическим по времени срабатывания и весу тормозной системы. Он состоит из обычного гидравлического привода с пневматическим усилителем и устанавливается на автомобилях Уральского автозавода. Время срабатывания пневмогидравлического привода в 1,5–3,0 раза меньше пневматического.

Надежность тормозной системы лесотранспортной машины значительно повышается с применением двух- и многоконтурных (или разделенных) приводов. Такие системы обеспечивают торможение при отказе в работе какого-либо элемента. Работа привода должна обеспечивать действие тормозных механизмов таким образом, чтобы исключить набегание прицепа на тягач или складывание автопоезда и, следовательно, возникновение опасных ситуаций. В основе принципа работы современных колесных лесотранспортных машин предусмотрено начало торможения прицепа несколько раньше, а оттормаживание — позже, чем тягача.

Максимальная эффективность торможения достигается при распределении тормозных сил в соответствии с нагрузкой на колеса и при необходимости почти полного использования коэффициента сцепления колес с грунтом.

Совершенствование тормозных систем направлено на применение автоматических устройств, обеспечивающих оптимальную эффективность торможения в различных условиях эксплуатации и исключающих блокировку колес.

Оптимальное распределение тормозных сил и рациональное использование веса лесотранспортной системы достигаются автоматическим регулированием давления в тормозных камерах или тормозных цилиндрах в соответствии с величиной осевой нагрузки на колесо, зависящей от статической нагрузки и перераспределения масс при торможении. На автомобилях КамАЗ применяется автоматический регулятор тормозных сил, который регулирует давление в тормозных камерах среднего и заднего мостов в зависимости от действительной осевой нагрузки при торможении.

Автоматические регуляторы не исключают возникновения «юз» и не обеспечивают максимально эффективного торможения, так как они не реагируют на изменение коэффициента сцепления движителя с грунтом и коэффициента трения между колодками и барабаном. На современных транспортных системах разного назначения применяются автоматические регуляторы другого типа, которые называются антиблокировочными устройствами и предназначены для компенсации изменения коэффициента трения сцепления, силовой нагрузки и других факторов, соблюдая в течение всего процесса торможения между тормозным моментом $M_{т.к}$ и моментом сцепления колес $M_{с.к}$ соотношение:

$$M_{т.к} \leq M_{с.к}. \quad (21.11)$$

Применяются различные схемы антиблокировочных устройств: механические, электрические, электронные и др.

Принцип работы всех схем в упрощенном представлении состоит в том, что как только скорость колеса при торможении падает до нуля, автоматически слегка растормаживается тормозной механизм, а затем снова увеличивается тормозной момент. При этом водитель при экстренном торможении может воздействовать на тормозную педаль с максимальной силой. Такие антиблокировочные устройства обеспечивают торможение с использованием

90–95% силы сцепления колеса с грунтом, что примерно в два раза улучшает все показатели тормозной динамики автомобиля.

21.3. Стояночный и вспомогательный тормоза

Стояночный тормоз предназначен для удержания лесотранспортной системы на стоянке и, как исключение, может использоваться для аварийной остановки системы, например, в случае отказа основной тормозной системы. Эффективность стояночного тормоза характеризуется предельным углом подъема пути, на котором может стоять заторможенная лесотранспортная система. При торможении стояночным тормозом момент трения создается непосредственно в тормозных механизмах колес или на одном из валов трансмиссии, который иногда называется центральным тормозом. Резкое торможение центральным тормозом сопровождается возникновением значительных динамических нагрузок на участке трансмиссии от тормозного механизма до двигателя, что может привести к выходу из строя деталей.

При эксплуатации лесовозных автомобилей на дорогах с пересяеченным рельефом местности частое и длительное торможение сопровождается нагревом и износом трущихся элементов тормозного механизма, что может привести к выходу из строя основной тормозной системы. С целью повышения долговечности и обеспечения постоянной готовности к использованию с максимальной эффективностью основной тормозной системы водителями часто применяется торможение двигателем. Тормозная мощность двигателя в таком режиме может достигать 35–45% от эффективной, что в ряде случаев не обеспечивает эффективного торможения лесотранспортной системы и, кроме этого, расходуется топливо.

На современных автомобилях, предназначенных для работы в тяжелых рельефных условиях эксплуатации, начали применяться в качестве вспомогательных к основной системе тормозы-замедлители. Они используются для замедления движения, а не для полной остановки машины, что облегчает режим работы основной тормозной системы. Тормозной момент, создаваемый замедлителем, распределяется по ведущим колесам равномерно и полностью исключает их блокировку. При этом повышается

безопасность движения, снижается утомляемость водителя, улучшается устойчивость движения системы.

Существуют следующие типы замедлителей: компрессионный, гидравлический и электрический. Принцип действия установленного на автомобилях МАЗ-5434 и КрАЗ-6437 моторного тормоза подробно описан ранее.

22. РУЛЕВЫЕ УПРАВЛЕНИЯ И МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА

22.1. Рулевое управление колесных лесотранспортных машин

Назначение и предъявляемые требования. Рулевое управление предназначено для обеспечения поворота колесных лесотранспортных машин. К рулевому управлению предъявляются требования, обеспечивающие:

- минимальный боковой увод колес при их качении;
- необходимую маневренность лесной машины, включая малое значение минимального радиуса поворота, высокую скорость прохождения поворота, малый динамический коридор поворота;
- высокий коэффициент полезного действия механизмов;
- высокую надежность действия механизмов;
- ощущение водителем сопротивления повороту;
- хорошую курсовую устойчивость лесной машины;
- точность отслеживания действия водителя;
- предотвращение передачи толчков и ударов от дороги на рулевое колесо;
- соответствие положениям инженерной психологии и безопасности конструкции.

Классификация проводится по следующим признакам:

- по конструкции рулевого механизма: червячный, комбинированный;
- по конструкции рулевого привода: к управляемым колесам, к управляемым осям и к складывающимся звеньям;
- по принципу действия усилителя: гидравлический и пневматический.

Принципиальная схема рулевого управления автомобиля. Конструктивно рулевое управление состоит из рулевого механизма и рулевого привода (рис. 22.1). Рулевой механизм 1 с редуктором 2 обеспечивают увеличение подводимого к управляемым колесам 5 и 8 поворачивающего момента. В рулевой привод входят поворотные цапфы 6, 7, поворотные рычаги 4, 9, поперечная 10 и продольная 11 тяги, а также сошка 3.

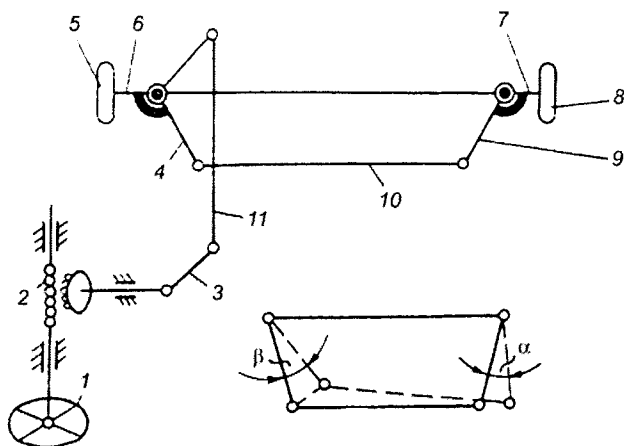


Рис. 22.1. Схема рулевого управления

К рулевым механизмам предъявляются следующие требования:

- усилие на рулевом колесе не должно превышать 30...40 Н при движении машины и 120 Н при повороте на месте;

- должен обеспечивать устойчивость машины на прямой;
- рулевое колесо в прямолинейном движении должно иметь свободный ход;

- должен обеспечивать принцип отслеживания и «чувство дороги»;

- должен обеспечивать обратимость работы повернутых и направляющих колес в нейтральное положение после освобождения рулевого колеса.

Рулевые механизмы проектируют на пределе обратимости, что снижает отдачу силового воздействия со стороны пути на руки оператора. Трущиеся пары рулевого механизма могут выполнять-

ся червячными, винтовыми, реечными. На автомобилях большой грузоподъемности устанавливается комбинированный рулевой механизм в виде сочетания «винт-гайка-рейка-сектор». Для уменьшения коэффициента трения сопряжение «винт-гайка» осуществляется через циркулирующие шарики.

Механизмы бывают с различным расположением вала сошки: горизонтальным, наклонным и вертикальным. По числу валов сошки существуют механизмы с одним и двумя валами.

Совершенство рулевого механизма определяется угловым передаточным числом и коэффициентом полезного действия.

Угловое передаточное число:

$$i_{\omega} = \frac{d\varphi_p}{d\Omega}, \quad (22.1)$$

где $d\varphi_p$, $d\Omega$ — элементарные углы поворота рулевого колеса и вала сошки соответственно.

Для улучшения поворотливости и облегчения управления машиной необходимо, чтобы в среднем положении рулевого колеса угловое передаточное число было большим и уменьшалось с увеличением $d\varphi_p$.

Эффективность управления зависит от КПД рулевого механизма в прямом и обратном направлениях. КПД в прямом направлении определяют при передаче усилия от рулевого колеса к сошке, а КПД в обратном η_o — при передаче усилия от сошки к рулевому колесу:

$$\eta_n = \frac{M_{\Omega}}{M_{\omega} i_{\omega}}; \quad \eta_o = \frac{M_{\omega} i_{\omega}}{M_{\Omega}}, \quad (22.2)$$

где M_{ω} и M_{Ω} — крутящие моменты на рулевом валу и валу сошки.

С увеличением значения η_n облегчается управление машиной, а с уменьшением η_o ухудшается обратимость и снижается поглощающая способность механизма толчков и ударов, возникающих со стороны пути.

На автомобилях большой грузоподъемности даже при больших передаточных числах рулевого управления усилие на рулевом колесе может быть значительно. При установке на машинах шин низкого и сверхнизкого давления сопротивление повороту увеличивается. По этим причинам в конструкцию рулевого управления вводят усилители пневматического и гидравлического типов.

Рулевой привод предназначен для передачи усилий, необходимых для поворота управляемых колес и обеспечения правильной кинематики движения на повороте. У современных колесных тракторов и автомобилей рулевой привод отличается числом тяг с одной поперечной и одной продольной; с двумя поперечными и с двумя продольными тягами. Рулевые приводы лесовозных автомобилей и некоторых колесных тракторов имеют по одной поперечной и одной продольной тяге и работают по одинаковому принципу. Существуют только некоторые конструктивные различия. Вся тяги и рычаги привода соединены шарнирно. В наконецниках тяг устанавливаются сухари, охватывающие шаровые пальцы сошки и рулевых рычагов. Поперечная тяга имеет устройство для регулировки по длине.

К оценочным параметрам рулевого привода относятся: КПД рулевого привода, который представляет собой отношение элементарной работы, выполненной колесами при повороте, к элементарной работе на сошке, его передаточное число и жесткость.

КПД рулевого привода лесовозных автомобилей и тракторов находится в пределах $\eta_{\text{пр}} = 0,85 \dots 0,90$. Малая жесткость рулевого привода приводит к возникновению колебательных процессов, а следовательно, к вилянию и нарушению сходимости колес, ухудшению устойчивости машины, что сопровождается увеличением расхода топлива и износом шин.

Гидроусилитель руля. На колесных лесотранспортных машинах применяются гидроусилители рулевого управления или гидроусилители руля, которые позволяют облегчить управление, смягчить удары от неровностей пути на рулевое колесо, сократить время поворота и сохранить устойчивость прямолинейного движения лесотранспортной машины при проколе шины управляемого колеса. Надежность рулевого управления влияет на безопасность движения лесотранспортной машины, поэтому к гидроусилителю предъявляют ряд требований. Главным из них является «чувство дороги», т. е. пропорциональности усилия на рулевом колесе сопротивлению поворота колес, а также прекращение их поворота, как только они повернутся на угол, заданный водителем. Кроме этого, гидроусилитель должен иметь минимальное запаздывание в срабатывании и обеспечивать управление машиной в случае отказа в работе отдельных элементов гидросистемы.

В конструкции усилителя любого типа должны быть следующие элементы: гидронасос, распределитель, силовой исполнительный механизм и обратная связь между управляемыми колесами и распределителем.

В рулевых управлениях современных автомобилей и колесных тракторов применяются гидроусилители, работу которых можно представить структурной схемой (рис. 22.2). Применительно к гидроусилителю руля органом управления 1 будет рулевое колесо, источником энергии 2 — гидравлический насос, регулятором 3 — распределитель золотникового типа. Исполнительным механизмом 4 в рассматриваемом приводе является силовой гидравлический цилиндр, а объектом управления 5 — управляемые колеса автомобиля.

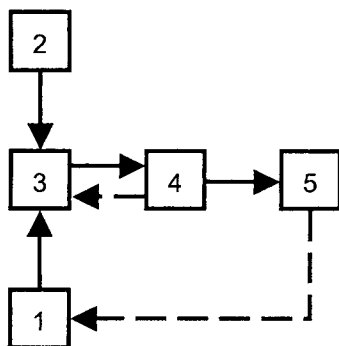


Рис. 22.2. Структурная схема следящего привода

По сигналу от органа управления 1 регулятор 3 соединяет источник энергии 2 с исполнительным механизмом 4, связанным с управляемыми колесами лесотранспортной машины. После воспроизведения исполнительным механизмом в определенной закономерности сигнала от органа управления, регулятор, имеющий следящую связь с исполнительным механизмом (штриховая стрелка на рис. 22.2), прекратит подачу энергии от источника к исполнительному механизму. Таким образом, следящее устройство автоматически воспроизводит (отслеживает) закономерность изменения сигнала, создаваемого водителем на органах управления.

В рулевых управлениях следящее устройство обеспечивает соответствие между углом поворота рулевого колеса и углом поворота управляемых колес. В управлениях с гидроусилителем усилие на рулевом колесе пропорционально изменению сопротивления поворота, т. е. у водителя сохраняется «чувство дороги». Такая обратная связь (на рис. 22.2 штриховая стрелка от управляемого колеса к рулевому колесу) может быть механическая, в виде системы рычагов, и гидравлическая, под действием которой регулятор прекращает подачу энергии к исполнительному механизму.

Гидроусилители подразделяются по месту установки распределителя и исполнительного элемента и по наличию обратной связи.

Принцип работы автомобильного рулевого механизма с гидроусилителем. На автомобилях ЗИЛ рулевой механизм объединен в один агрегат с гидроусилителем (распределителем и силовым цилиндром). Такая компоновочная схема отличается компактностью, малым количеством трубопроводов, высокой чувствительностью усилителя к повороту и устойчивостью против передачи возбуждения от управляемых колес.

Гидроусилитель (распределительное устройство и силовой цилиндр) лесовозных автомобилей МАЗ-5434 и КрАЗ-6437 поставлен отдельно от рулевого механизма.

Силовой цилиндр гидроусилителя автомобиля Урал-4320 закреплен шарнирно на раме автомобиля, а распределительное устройство совмещено с рулевым механизмом.

Две последние компоновочные схемы допускают значительную свободу в размещении отдельных элементов усилителя и являются более универсальными.

В рулевом механизме с гидроусилителем картер 1 механизма является одновременно цилиндром гидроусилителя (рис. 22.3). Поворот водителем рулевого колеса и винта 3 в роликах приводит к его продольному перемещению в поршне-рейке 2 и упорного подшипника 6. К картеру рулевого механизма прикреплен клапан управления с золотником 7 и реактивными плунжерами 8, разжатыми пружинами 9.

Если осевая сила, создаваемая водителем, превышает усилие сжатия пружин, то упорный подшипник перемещает плунжеры и золотник 7. При этом одна полость цилиндра гидроусилителя сообщается с линией высокого давления, связывающей гидронасос

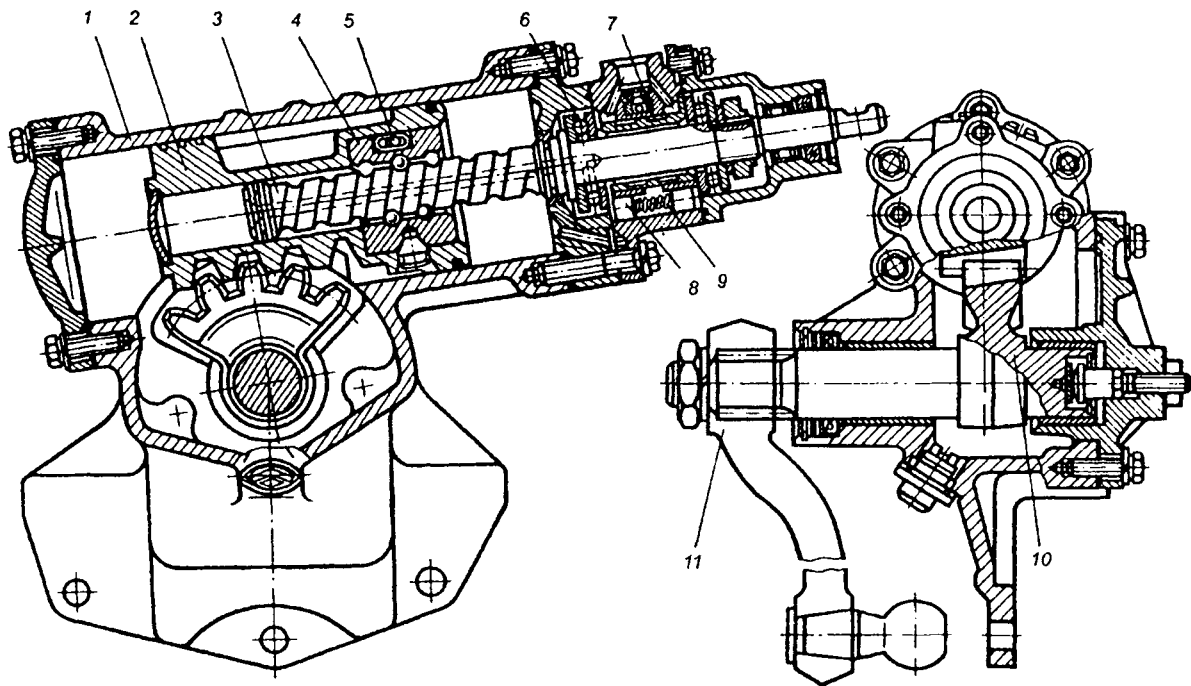


Рис. 22.3. Рулевой механизм с гидроусилителем:

1 — картер; 2 — поршень-рейка; 3 — винт; 4 — гайка; 5 — шарик; 6 — упорный подшипник; 7 — золотник; 8 — плунжер реактивный; 9 — пружина; 10 — вал рулевой сошки; 11 — сошка

с рулевым механизмом, а из другой полости масло возвращается в насос. Поршень-рейка под возросшим давлением масла, перемещаясь, поворачивает вал 10 сошки и рулевую сошку 11. С увеличением сопротивления повороту управляемых колес возрастают давление в цилиндре и под реактивными плунжерами, а также усилие на рулевом колесе. Следовательно, с изменением сопротивления поворота управляемых колес пропорционально изменяется сопротивление повороту рулевого колеса, тем самым создается у водителя «чувство дороги». С прекращением поворота рулевого колеса масло некоторое мгновение продолжает перемещать поршень-рейку с винтом, сдвигая при этом золотник к среднему положению, что вызывает снижение давления в цилиндре до необходимого уровня для удержания колес в установленном положении и прекращает движение поршня-рейки, а также поворот управляемых колес.

На лесовозных автомобилях применяется насос гидроусилителя лопастного типа двойного действия, в крышке которого расположены перепускной и предохранительный клапаны. Стабильность производительности насоса на различных скоростных режимах обеспечивает перепускной клапан, а помещенный внутри перепускного клапана предохранительный клапан ограничивает максимальное давление рабочей жидкости.

Принцип работы рулевого механизма с гидроусилителем колесного лесопромышленного трактора. Рулевое управление колесного лесопромышленного трактора с шарнирно-сочлененной рамой состоит из гидравлической системы, которая служит для поворота полурам относительно друг друга, и механической — для управления поворотом и обеспечения обратной связи (рис. 22.4).

Механическая часть состоит из рулевого колеса 14 с валом 13 (рулевая колонка), червячной пары 10 механизма рулевого управления и тяги обратной связи 4. Полурамы поворачиваются вокруг вертикального шарнира 2 под воздействием силы, создаваемой гидроцилиндром 1.

Насос 7 гидроусилителя — одноступенчатый шестеренчатый, имеет клапан расхода 6, обеспечивающий постоянную подачу масла к распределителю 12 на различных частотах вращения, и предохранительный клапан 5, ограничивающий максимальное

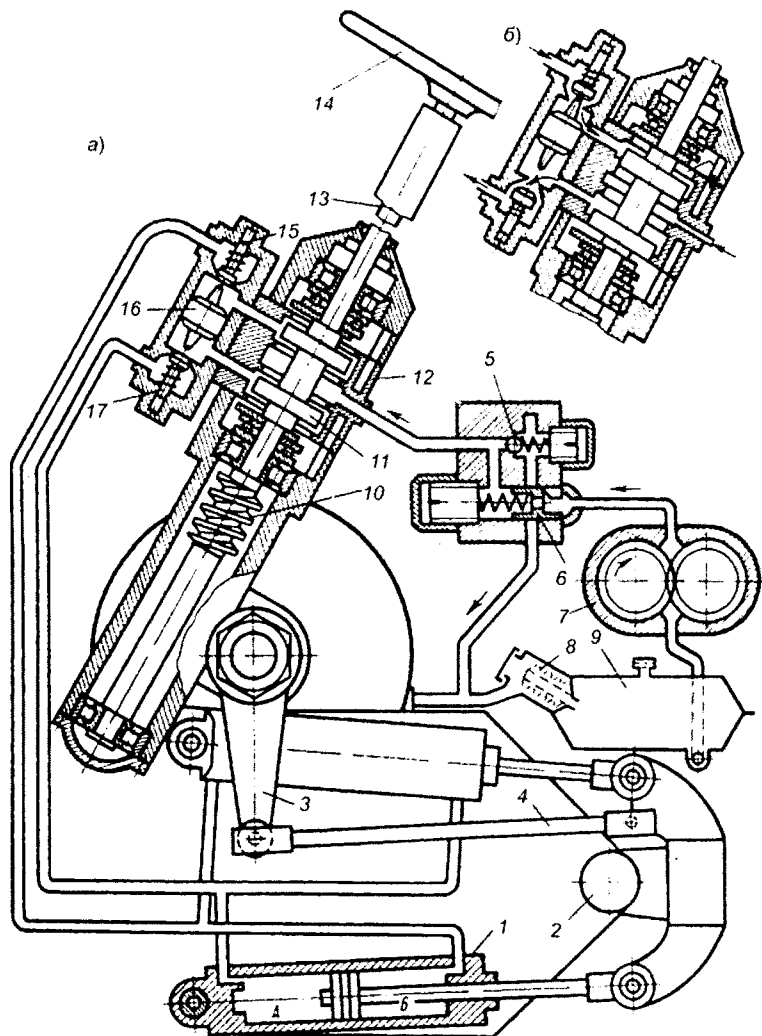


Рис. 22.4. Схема рулевого управления трактора с шарнирно-сочлененной рамой:
 1 — гидроцилиндр; 2 — шарнир; 3 — сошка; 4 — тяга обратной связи; 5 — клапан предохранительный; 6 — клапан расхода; 7 — насос; 8 — фильтр; 9 — бак;
 10 — механизм червячный; 11 — золотник; 12 — распределитель; 13 — вал;
 14 — рулевое колесо; 15, 17 — клапан обратный; 16 — плунжер;
 а — при прямолинейном движении; б — при повороте

давление в системе. Установка колес передней и задней осей шарнирно-сочлененной рамы не обеспечивает стабилизирующий момент, поэтому для повышения курсовой устойчивости трактора маслопроводы к цилиндрам запираются обратными клапанами 15 и 17.

При прямолинейном движении рулевое колесо 14 находится в нейтральном положении. Насос 7 забирает масло из бака 9 и через клапан расхода 6 и фильтр сливает в бак. В таком состоянии плунжер 16 находится в таком положении, что не воздействует на клапаны 15 и 17 и они запирают выход масла из цилиндров 1, исключая самопроизвольный поворот трактора, когда оператор повернет рулевое колесо 14 влево или вправо, вал 13 незначительно переместится в осевом направлении, переместив золотник 11. При этом в одном из каналов распределителя 12 повысится давление масла, и оно через обратный клапан (15 или 17) начнет поступать в полости А или В цилиндра. Одновременно под перепадом давления плунжер 16 переместится из среднего положения и своим хвостовиком откроет противоположный клапан, позволяя выйти маслу из другой полости цилиндра. Если поворот рулевого колеса прекратится, то тяга обратной связи 4 через сошку 3 и червяк вернет золотник в нейтральное положение, при котором масло, подаваемое насосом, через клапан расхода 6 будет сливаться в бак 9. В распределителях имеются разжатые пружинами реактивные плунжеры, которые устанавливают золотник в нейтральном положении и так же, как у гидроусилителя рулевого управления автомобиля, создают чувство сопротивления повороту трактора — «чувство дороги».

Показатели и параметры рулевого управления. Суммарный момент сопротивления повороту направляющих колес M_n позволяет определять усилие на рулевом колесе и общее передаточное число рулевого управления; его можно рассчитать по формуле:

$$M_n = \frac{M_1 + M_2 + M_3}{\eta_{np}}, \quad (22.3)$$

где M_1 — момент сопротивления качению направляющих колес; M_2 — момент сопротивления колес только поворачиванию; M_3 — стабилизирующий момент; η_{np} — КПД привода.

Ввиду громоздкости выводов приводим конечные формулы M_2 и M_3 и выражение средней работы. При движении:

$$M_2 = 2k_y \delta_1 l_y,$$

где δ_1 — угол увода шин передних колес; k_y — коэффициент сопротивления шины уводу; l_y — плечо увода ($l_y \approx 0,1r_d$).

Стабилизирующий момент:

$$M_3 = G_k(a' + r_d\beta_m) \left[\beta_m \sin \frac{(\alpha - \beta)}{2} + \gamma \cos \frac{(\alpha + \beta)}{2} \right],$$

где γ — продольный наклон шкворня; a' — коэффициент 0,75...0,85; β_m — угол поперечного наклона шкворня; G_k — вертикальная нагрузка на управляемые колеса.

Усилие на рулевом колесе:

$$P_p = \frac{M_{\pi} l_c}{l_p R_k i_{\omega} \eta_{\pi}}, \quad (22.4)$$

где R_k — радиус рулевого колеса; l_c, l_p — длины рулевой сошки и поворотного рычага.

Общее угловое передаточное число:

$$i_{\omega} = \frac{M_{\pi}}{P_p R_k \eta_{\pi}}. \quad (22.5)$$

Для колесных тракторов рекомендуется усилие на рулевом колесе; с гидроусилителем $P_{\pi} \leq 30,0$ Н, без усилителя $P_{\pi} \leq 120$ Н.

Иногда применяется условное угловое передаточное число i_y , определяемое:

$$i_y = \frac{\varphi_{\pi}}{\varphi_y}, \quad (22.6)$$

где φ_y — угол поворота управляемого колеса.

Рулевое управление лесотранспортных машин выполняется с большим условным угловым передаточным числом, что позволяет при малом усилии на рулевом колесе преодолевать значительное сопротивление дороги повороту управляемых колес.

Наибольшее значение передаточного числа для грузовых автомобилей составляет 25. С увеличением i_y снижается необходимое усилие на рулевом колесе, но растут угол его поворота и время, необходимое для полного поворота управляемых колес.

Сравнительная оценка рулевых механизмов проводится по средней работе A_c , требуемой для поворота трактора при движении:

$$A_c = \frac{\pi \varphi_k R_k P_p}{180}, \quad (22.7)$$

где φ_k — угол рулевого колеса от среднего положения до упора.

Работа должна быть не более $1,0 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Общий КПД рулевого управления современных колесных лесотранспортных машин достигает $0,70 \dots 0,85$.

Для сравнительной оценки гидроусилителей разной конструкции применяются следующие показатели.

Показатель эффективности:

$$\Theta = \frac{P_{\text{рб}}}{P_{\text{рс}}}, \quad (22.8)$$

где $P_{\text{рб}}$, $P_{\text{рс}}$ — усилия на рулевом колесе при повороте машины без гидроусилителя и с гидроусилителем соответственно.

У существующих колесных машин показатель эффективности находится в пределах $1 \dots 10$.

Показатель реактивного воздействия усилителя:

$$p = \frac{dP_{\text{рс}}}{dM_{\text{н}}}. \quad (22.9)$$

Этот показатель должен быть в пределах $0,02 \dots 0,05 \text{ Н/Н} \cdot \text{м}$.

Показатель чувствительности определяется углом поворота $\varphi_{\text{р}}$, на который необходимо повернуть рулевое колесо для включения усилителя, и усилием $P_{\text{р}}$, которое должно быть затрачено. У существующих гидроусилителей $\varphi_{\text{р}} = 10 \dots 15^\circ$, а $P_{\text{р}} = 20 \dots 50 \text{ Н}$.

22.2. Механизмы поворота гусеничных тракторов

Классификация механизмов поворота и предъявляемые к ним требования. Поворот гусеничного трактора обеспечивается специальными механизмами поворота, которые классифицируются по следующим признакам:

- числу фиксированных радиусов — одноступенчатые, многоступенчатые и бесступенчатые;
- характеру изменения скорости движения — с постоянной скоростью забегающей гусеницы, со снижаемой скоростью забегающей гусеницы и с постоянной скоростью центра трактора;
- подводу мощности — однопоточные, двухпоточные и с регулируемым потоком для каждой стороны.

При повороте гусеничного трактора в механизме поворота и в контакте гусеничной цепи с грунтом происходят сложные динамические и кинематические процессы. Это объясняется прежде всего изменчивостью сопротивления повороту трелевочной системы и момента трения тормоза механизма поворота, которые являются функциями двух переменных: радиуса поворота и времени. Тормозной момент механизма поворота зависит от коэффициента трения скольжения, который изменяется от скорости. Мгновенный радиус поворота трактора определяется соотношением двух переменных во времени величин — момента сопротивления повороту и тормозного момента механизма поворота.

У гусеничных машин со ступенчатым механизмом и фрикционными элементами, работающими «всухую», отсутствует строгое соответствие между положением рычага управления и радиусом поворота, что приводит к плохой управляемости трелевочной системы. Для прохождения поворота с малым радиусом водитель вынужден неоднократно создавать управляющее воздействие на механизм поворота. Работа таких механизмов носит релейный характер, т. е. процесс поворота трактора происходит не по плавной кривой, а скачкообразно. Неравномерность поворота приводит к увеличению максимального значения касательной силы тяги на гусеницах, потерь от буксования, ухудшению проходимости трактора и экологической совместимости системы «движитель—лесная почва».

Характер поворота трелевочной системы зависит от сочетания различных факторов: условий эксплуатации, структуры пачки, энергонасыщенности трактора, режимов работы, профессиональных приемов и квалификации тракториста.

Режимы работы гусеничного трелевочного трактора более интенсифицированы, чем тракторов сельскохозяйственного назначения. При трелевке древесины по производственному волоку 60...70% рабочего времени водитель оказывает управляющее воздействие на бортовой фрикцион, что сопровождается значительным рассеиванием энергии. Коэффициент полезного действия бортового фрикциона равен единице только в предельных состояниях, т. е. включенном или выключенном. В промежуточных состояниях КПД бортового фрикциона изменяется от 0,65 до 1,0.

Механизмы поворота должны обеспечивать: быстрый и плавный поворот; необходимый поворачивающий момент; устойчивое

прямолинейное движение; минимальную нагрузку двигателя при повороте.

Кроме этого механизмы поворота должны иметь высокий КПД, а управление должно быть простым и легким.

На трелевочных тракторах пока применяются одноступенчатые однопоточные механизмы поворота.

Принцип работы муфты поворота. На рис. 22.5 приведена кинематическая схема заднего моста трелевочного трактора Онежского тракторного завода с муфтами поворота (бортовой фрикцион), которая представляет собой многодисковую постоянно замкнутую муфту сухого трения с ленточным тормозом плавающего типа.

При прямолинейном движении трактора муфты поворота включены, а ленточный тормоз расторможен; при этом крутящий момент с главной передачи 3 поступает на ведущие 1 и ведомые 5 диски муфты поворота, далее на конечную (бортовую) передачу 4 и ведущее колесо 6 ходовой части. Для осуществления поворота трактора оператор, прикладывая усилие к рычагу, выключает муфту поворота отстающего борта, ее момент трения и касательная сила тяги отстающей гусеницы исчезают, т. е. гусеница отключается. За счет разности подводимых крутящих моментов через муфты поворота, а следовательно, касательных сил тяги и скоростей движения гусениц происходит поворот трелевочной системы. Для поворота с малым радиусом муфта поворота отстающего борта должна быть полностью выключена, а ленточный тормоз — заторможен, что приводит к полному торможению ведомых элементов муфты поворота и гусеницы. В этом случае поступательная скорость гусеницы снижается до нуля, а минимальный радиус поворота трактора $R_{\min}$ может достигать:

$$R_{\min} = 0,5B, \quad (22.10)$$

где B — длина опорной поверхности гусеницы.

При прямолинейном движении трактора мгновенный крутящий момент M_ϕ , передаваемый муфтой поворота, равен:

$$M_\phi = 0,5M_e i_{\text{кп}} i_{\text{гп}} \eta_y, \quad (22.11)$$

где M_e — текущее значение крутящего момента двигателя; $i_{\text{кп}}$, $i_{\text{гп}}$ — передаточные числа коробки передач и главной передачи соответственно; η_y — КПД участка трансмиссии от двигателя до муфты поворота.

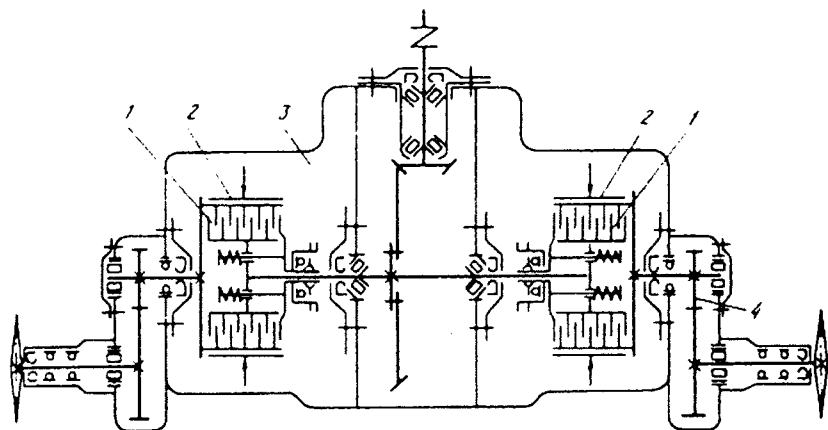


Рис. 22.5. Схема заднего моста трактора с муфтами поворота:

1 — ведущий диск; 2 — тормоз; 3 — главная передача; 4 — конечная передача

Максимальное значение крутящего момента, передаваемого муфтой поворота, при повороте трактора может ограничиваться максимальным крутящим моментом $M_{\text{ф.м}}$ дизеля или силой сцепления гусеницы с грунтом:

$$M_{\text{ф.м}} = \frac{\varphi G r_{\text{д}}}{2i_{\text{кп}}}, \quad (22.12)$$

где $i_{\text{кп}}$ — передаточное число конечной передачи.

Муфта поворота имеет простую конструкцию, передает большой крутящий момент, создавая жесткую (блокированную) связь гусениц, что обеспечивает хорошую устойчивость движения, но работа ее сопровождается интенсивным износом дисков и значительным рассеиванием энергии.

Принцип работы одноступенчатого сдвоенного планетарного механизма поворота. На гусеничных трелевочных тракторах Алтайского тракторного завода и на некоторых гусеничных тракторах сельскохозяйственного назначения применяются более прогрессивные механизмы поворота — планетарный механизм поворота (ПМП), имеющий высокий КПД и хорошую надежность при работе в сложных производственных условиях, но они сложнее, чем муфта поворота, в изготовлении и ремонте.

На трелевочных тракторах Алтайского тракторного завода (ТТ-4 и ТТ-4М) применяются сдвоенные планетарные механизмы поворота (рис. 22.6) с размещением обоих планетарных механизмов в одном узле с ведомой шестерней главной передачи. Крутящий момент от ведомой шестерни 7 главной передачи передается через корпус 10 на коронку шестерни 8 левого и правого планетарных механизмов.

При прямолинейном движении трелевочного трактора коронная шестерня, вращаясь вместе с корпусом 10, увлекает в направлении своего вращения сателлиты 6, которые, перекачиваясь по заторможенным солнечным шестерням 5, вращают водила 9 и связанные с ними конечными передачами ведущие колеса с равной частотой вращения, обеспечивая при этом одинаковую касательную силу тяги на обеих гусеницах. Планетарные механизмы выполняют функции дополнительного редуктора с передаточным числом:

$$i_n = \frac{Z_c}{Z_k} + 1, \quad (22.13)$$

где Z_c , Z_k — число зубьев солнечной и коронной шестерен соответственно.

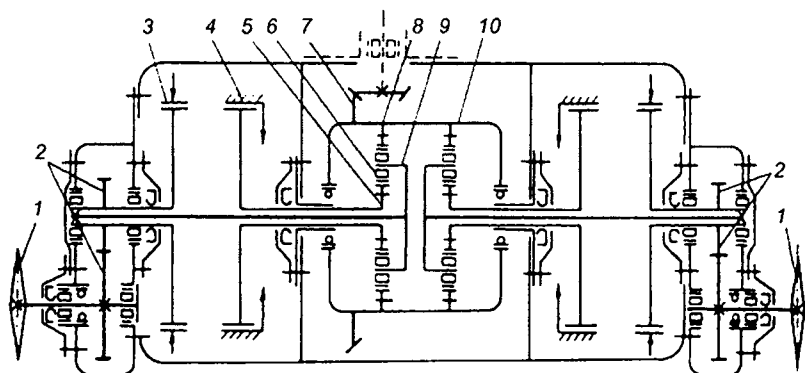


Рис. 22.6. Схема заднего моста со сдвоенным планетарным механизмом поворота:

- 1 — колесо ведущее; 2 — конечная передача; 3 — тормоз водила;
- 4 — тормоз солнечной шестерни; 5 — солнечная шестерня; 6 — сателлит;
- 7 — ведомая шестерня; 8 — коронная шестерня; 9 — водило; 10 — корпус

Для поворота трактора с большим радиусом иногда достаточно оператору растормозить тормоз 4 солнечной шестерни. При этом вращающиеся с коронной шестерней сателлиты 6 начнут вращать и расторможенную солнечную шестерню, вследствие чего уменьшится частота вращения водила и связанного с ним ведущего колеса; трактор будет плавно совершать поворот.

Для поворота с малым радиусом необходимо полностью растормозить тормоз 3 солнечной шестерни и, после этого, затормозить тормоз водила 3, что исключает вращение ведущего колеса и передачу крутящего момента на гусеницу отстающего борта. На ведущее колесо забегающего борта, в таком режиме поворота будет передаваться весь крутящий момент дизеля. Максимальное значение касательной силы тяги на забегающей гусенице может ограничиваться силой ее сцепления с грунтом или максимальным крутящим моментом, подводимым от двигателя.

В перспективе следует ожидать применения бесступенчатых механизмов поворота, которые обеспечивают плавный поворот машины и большую точность прохождения по желаемой траектории пути. Например, установлено, что у машины с бесступенчатым механизмом поворота число циклов поворотов на 1 км пути в 5 раз меньше, чем у той же машины с бортовым фрикционом.

Гидравлический усилитель механизма поворота. При движении трелевочного трактора оператор вынужден прикладывать 150...200 управляющих воздействий к рычагам управления механизмом поворота. Для снижения его утомляемости необходимо, чтобы работа его при однократном управляющем воздействии была не более $5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а максимальная сила не превышала 60 Н. С целью повышения маневренности трактора, облегчения управления и снижения утомляемости на гусеничных трелевочных тракторах устанавливаются гидравлические усилители. При отсутствии гидравлического усилителя для каждого срабатывания механизма поворота трелевочного трактора оператор вынужден был бы прикладывать усилие до 200...300 Н и совершать работу 30...50 Н · м.

Гидравлические усилители механизмов поворота гусеничных трелевочных тракторов АТЗ входят с гидравлическим усилителем сцепления в единую гидравлическую систему управления, включающую следующие узлы: бак, насос шестеренчатого типа (НШ),

предохранительный клапан, гидравлический усилитель механизмов поворота тянущего типа, работающий с отслеживанием по перемещению. Гидравлический усилитель состоит (рис. 22.7) из корпуса 4 с поршнем 7, внутри которого размещен золотник 8. Поршень имеет поясок и шток 6, связанный шарниром с механическим приводом механизма поворота. Для связи рычага управления и гидравлическим усилителем на стержень золотника 10 накрут наконечник 11.

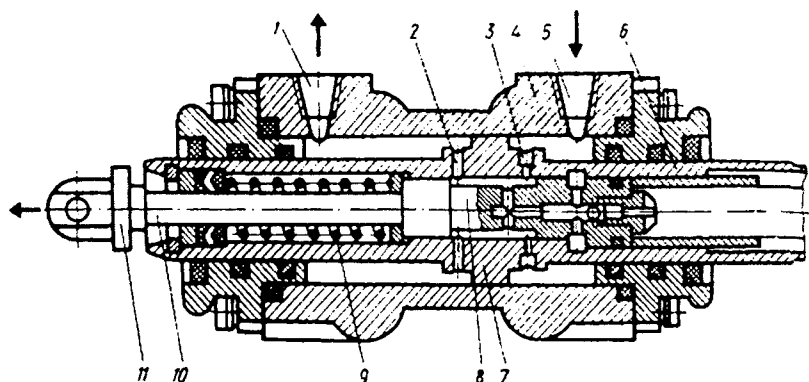


Рис. 22.7. Гидравлический усилитель механизма поворота:

1 — сливной канал; 2, 3 — канал радиальный; 4 — корпус; 5 — нагнетательный канал; 6 — шток; 7 — поршень; 8 — золотник; 9 — пружина; 10 — стержень; 11 — наконечник

В нейтральном положении гидравлического усилителя стержень 10 с золотником 8 отжат пружиной 9 в крайнее правое положение, при этом масло от насоса поступает по нагнетательному каналу 5, проходя по радиальным каналам 3 и 2, сливается по каналу 1 из гидравлического усилителя. Воздействие оператора на рычаг механизма управления с целью осуществления поворота трактора будет сопровождаться перемещением золотника, и его поясок отсечет поступающее по радиальному отверстию 3 масло на слив. Это приведет к повышению давления масла в нагнетательной полости, поршень начнет перемещаться вместе с механическим приводом механизма поворота. Процесс будет продолжаться до тех пор, пока поршень не перегонит золотник и вновь не откроется радиальный канал 3. Для продолжения поворота

трактора оператор должен продолжать перемещать золотник и тем самым отсекают поступление масла по каналу 3 из нагнетательной полости на слив. Поворот трактора будет продолжаться до тех пор, пока оператор перемещает золотник. Таким образом, обеспечивается отслеживание исполнительным элементом системы гидроусилителя управляющего действия оператора. С прекращением воздействия оператора на рычаг механизма управления пружина 9 возвращает золотник в нейтральное положение и трактор совершает прямолинейное движение.

23. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

23.1. Показатели и измерители топливной экономичности

Топливная экономичность — это свойство, проявляемое лесотранспортной машиной при выполнении транспортной работы и характеризующее расход топлива машиной при движении. Моторное топливо для двигателей лесотранспортных машин является важнейшим эксплуатационным материалом, стоимость которого, даже при сравнительно низких ценах на топливо, составляет 10...25% себестоимости транспортной работы, выполняемой лесовозным автомобилем. Топливная экономичность регламентируется государственными и отраслевыми нормативами. Например, для автомобилей она определяется ГОСТ 20306-85, в котором предусмотрены следующие оценочные показатели: контрольный расход топлива, средний расход топлива для различных условий и режимов работы машины, топливные характеристики.

Контрольный расход топлива представляет собой средний расход топлива, измеряемый в определенных условиях работы лесной машины, нормируемый и являющийся одним из показателей оценки технического уровня машины. Средний расход топлива измеряется или рассчитывается для определенных свойств волока или дороги, скорости, маршрута движения.

Основным измерителем топливной экономичности лесовозного автомобиля служит расход топлива на 100 км пути или на 100 т·км транспортной работы в литрах, а для трелевочного трактора расход топлива, отнесенный к 1 м³ стрелеванной древесины.

Средний путевой расход топлива q_n лесовозным автомобилем на маршруте определяется:

$$q_n = \frac{Q_y}{S_y}, \quad (23.1)$$

где Q_y — расход топлива на участке пути; S_y — длина участка пути, пройденного автопоездом с грузом, км.

Наиболее объективным показателем лесотранспортной машины считается эксплуатационный расход топлива на единицу работы:

$$Q_w = \frac{Q_y \gamma_\tau}{Q S_y} = Q_y \gamma_\tau, \quad (23.2)$$

где Q — рейсовая нагрузка, т; γ_τ — плотность топлива, кг/л; W_τ — транспортная работа, т · км.

Показателями топливной экономичности служат также часовой расход топлива G_τ и удельный эффективный расход топлива двигателя g_e :

$$G_\tau = \frac{Q_t \gamma_\tau}{t}, \quad (23.3)$$

где Q_t — расход топлива за время t , л; t — время, соответствующее расходу топлива Q , ч:

$$g_e = \frac{10^3 G_\tau}{N_e}, \quad (23.4)$$

где N_e — эффективная мощность двигателя, кВт.

Для установления связи между показателями оценки топливной экономичности исключим в формулах (23.1) и (23.2) расход топлива на участке пути или за контрольное время движения лесотранспортной системы, тогда получим:

$$G_\tau = \frac{q_n \gamma_\tau S_y}{t},$$

где $S_y/t = v$ — скорость движения лесотранспортной системы.

$$G_t = q_n \gamma v. \quad (23.5)$$

Из выражения (23.4) и (23.5) определим зависимость путевого расхода топлива:

$$q_n = \frac{G_\tau}{\gamma_\tau v} = \frac{g_e N_e}{10^3 \gamma_\tau v}. \quad (23.6)$$

Эксплуатационный путевой расход топлива характеризует потребление топлива лесотранспортной машиной в зависимости от ее технического состояния, условий эксплуатации и режимов работы. Исследования топливного баланса автопоезда показали, что в установившемся режиме движения на термодинамические потери двигателя приходится 50...55% от общего расхода топлива, а при разгоне автопоезда до 70%. Доля расхода топлива, связанная с механическими и эксплуатационными потерями двигателя, составляет 12...15%. Относительный расход топлива на преодоление сопротивления качению в этом режиме составляет 25...40%. Инерционные потери при разгоне автопоезда на промежуточных передачах в коробке передач могут достигать 25%. Расход топлива на преодоление аэродинамического сопротивления определяется скоростью движения автопоезда и может изменяться в очень широком диапазоне.

23.2. Нормирование расхода топлива

Для лесовозных автомобилей линейная норма расхода жидкого топлива корректируется при работе:

- в зимнее время с учетом региона эксплуатации;
- в горной местности в зависимости от высоты над уровнем моря;
- на дорогах со сложным планом, связанном с пониженной скоростью движения;
- в тяжелых дорожных условиях в период сезонной распутицы, снежных заносов.

При работе лесовозного автомобиля на дорогах с усовершенствованным покрытием норма расхода топлива снижается.

Маршрутную норму расхода топлива H_a в метрах на 100 км пробега для лесовозного автомобиля можно определить по формуле:

$$H_a = \frac{A}{S_0} (S_m \alpha_m + S_b \alpha_b + S_y \alpha_y) + \frac{\alpha G}{2S} (S_m \alpha_m + S_b \alpha_b + S_y \alpha_y), \quad (23.7)$$

где $S_0 = S_m + S_b + S_y$ — расстояние вывозки, км; S_m , S_b , S_y — расстояние вывозки по магистрали, ветке и усу, км; α_m , α_b , α_y , β_m , β_b , β_y — коэффициенты соответственно для магистрали, ветки и уса; A — линейная норма расхода топлива.

Значения коэффициентов α и β изменяются в зависимости от типа покрытия, рельефа местности, атмосферных осадков, температуры воздуха и других факторов в широких пределах ($\alpha = 0,80 \dots 3,20$; $\beta = 0,80 \dots 1,90$).

Нормы расхода смазочных масел определяются в процентах от расходуемого топлива и зависят от состояния автомобиля. Например, для дизельного автомобиля, находящегося в эксплуатации менее 3 лет, планируется 3,5% моторного масла от расходуемого топлива.

Для трелевочного трактора, работающего на трелевке леса, норма расходов дизельного топлива H_t в литрах на кубометр вывезенной древесины определяется по зависимости:

$$H_t = K_1 K_p S_t + K_2, \quad (23.8)$$

где K_1 — норма расхода топлива на перемещение 1 м³ деревьев; K_2 — норма расхода топлива на чокеровку, сбор и отцепку 1 м³ деревьев; K_p — коэффициент, учитывающий увеличение расхода топлива на 1 м³ в связи с уменьшением расстояния трелевки; S_t — среднее расстояние трелевки. Расход бензина для пусковых двигателей и смазочных масел нормируется в процентах от расхода дизельного топлива.

23.3. Топливно-экономическая характеристика

Топливно-экономическая характеристика представляет графическую зависимость путевого расхода топлива от скорости движения лесовозного автомобиля в конкретных дорожных условиях. Обычно топливно-экономическую характеристику строят по экспериментальным данным, полученным при движении лесовозного автопоезда на магистральных дорогах различного свойства и в циклическом режиме. Топливно-экономическая характеристика циклического движения, или магистрально-ездового цикла, является наиболее универсальной, так как в ней отражаются реальные режимы движения с заданными расстояниями между остановками. В этой характеристике учитываются влияние на расход топлива различных факторов, включая режим движения, рабочую передачу, разгон машины и др.

На графиках топливно-экономических характеристик (рис. 23.1) точки *a* показывают максимальные скорости движения автомобиля для конкретных значений коэффициента сопротивления дороги. Движение автомобиля на этих скоростных режимах сопровождается максимальным расходом топлива q_n , вызванным аэродинамическим сопротивлением воздушной среды. Как известно, затраты мощности на преодоление аэродинамического сопротивления имеют кубическую зависимость от скорости движения лесной машины. При скорости лесовозного автопоезда свыше 70 км/ч по горизонтальной дороге на аэродинамическое сопротивление расходуется более 50% энергии, подводимой к двигателю. Аэродинамическое сопротивление лесовозного автопоезда на 80% складывается из лобового сопротивления автомобиля и пакета, сопротивления выступающих элементов и сопротивления, связанного с возникновением зон низкого давления за пакетом леса. Точки *b* характеризуют скоростной режим работы автомобиля при минимальном расходе топлива по различным дорогам.

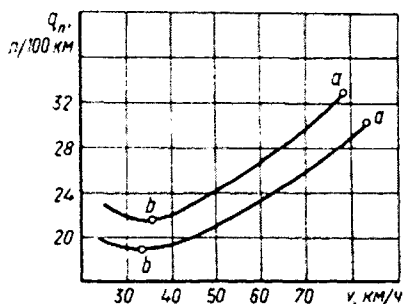


Рис. 23.1 Топливно-экономические характеристики автомобилей КамАЗ-5320

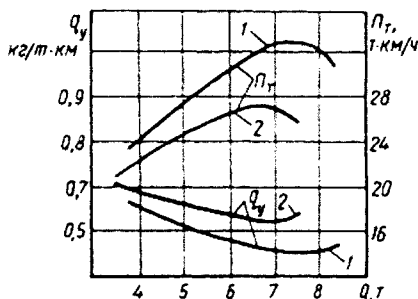


Рис. 23.2. Влияние рейсовой нагрузки на технологическую производительность и удельный технологический расход топлива:
1 — зимний волок; 2 — осенний волок

Следует отметить, что при эксплуатации лесотранспортных машин в период сезонной распутицы путевой расход топлива может значительно увеличиться, а в условиях бездорожья даже в несколько раз.

Для оценки эффективности превращения тепловой энергии топлива в кинетическую энергию полезной нагрузки предложен коэффициент эффективной работы автомобиля:

$$\eta_{\text{эф}} = C_3 Q v_{\text{ср}}, \quad (23.9)$$

где $v_{\text{ср}}$ — средняя скорость движения; Q — масса полезного груза; C_3 — постоянный коэффициент (для дизельного топлива $C_3 = 113,5 \cdot 10^{-3}$, для бензина $C_3 = 115,0 \cdot 10^{-3}$). Чем выше $\eta_{\text{эф}}$, тем эффективнее работа автомобиля.

В качестве измерителя топливной экономичности трелевочно-го трактора предложен удельный технологический расход топлива, представляющий отношение часового расхода топлива к технологической производительности:

$$g = \frac{G_{\text{т}}}{Q v_{\text{ср}}} = \frac{G_{\text{т}}}{P_{\text{т}}}, \quad (23.10)$$

где g — удельный технологический расход топлива; $P_{\text{т}}$ — технологическая производительность.

К топливно-экономической характеристике трелевочного трактора можно отнести графическую зависимость удельного технологического расхода топлива g от рейсовой нагрузки. По такой характеристике можно назначать оптимальную рейсовую нагрузку и оценивать энергоемкость процесса трелевки.

Исследовательские испытания различных модификаций трелевочного трактора показали, что для конкретных условий эксплуатации существует оптимальное значение рейсовой нагрузки, при котором достигается минимальный удельный технологический расход топлива и максимальная производительность. Это объясняется тем, что при трелевке пачки деревьев трактором меньше оптимальной, выполняется незначительная полезная работа, а отношение расхода топлива к этой работе высокое. При больших рейсовых нагрузках увеличивается доля использования по времени низких передач в коробке передач, на которых снижается коэффициент загрузки дизеля по мощности и резко возрастает удельный расход топлива, что приводит к повышению удельного технологического расхода топлива.

На рис. 23.2 показана зависимость удельного технологического расхода топлива и технологической производительности $P_{\text{т}}$ от рейсовой нагрузки, полученные при трелевке пачки деревьев по

зимнему укатанному и осеннему волокам трактором ТЛТ-100 с двигателем мощностью 66 кВт. Разработана математическая модель и предложена методика прогнозирования удельного технологического расхода топлива для любого сочетания энергонасыщенности трелевочного трактора, свойств пачки деревьев и трелевочного волокна*.

* Анисимов Г. М., Кочнев А. М. Основные направления повышения эксплуатационной эффективности гусеничных трелевочных тракторов. СПб.: СПбГПУ, 2007. 456 с.

24. ПРИЦЕПНОЙ ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

24.1. Прицепной подвижной состав

Прицепной подвижной состав является частью лесовозного подвижного состава или лесовозного поезда и представляет собой транспортное средство, способное перемещаться и перевозить грузы только связанными тяговой связью с тяговым транспортным средством, оснащенным силовой установкой. В подвижном составе существуют тяговые и опорные связи. Тяговая связь передает тяговые и тормозные силы, а опорная связь — как продольные, так и вертикальные силы, возникающие под воздействием груза и прицепного подвижного состава.

В лесозаготовительной промышленности перевозится древесина разнообразного вида и формы, поэтому столь же разнообразен прицепной подвижной состав, применяемый при ее транспорте. Прицепной подвижной состав — наиболее массовое оборудование лесозаготовительной промышленности, от технического уровня которого зависит эффективность транспортного процесса.

Прицепной подвижной состав автомобильных дорог. Общие технические требования к автомобильному прицепному составу сформулированы в ГОСТ 3163-76, важнейшими из которых являются:

- весовые параметры и габаритные ограничения;
- конструкция прицепа и полуприцепа должна быть рассчитана на возможность движения автопоезда со скоростью, соответствующей максимальной скорости автомобиля-тягача;
- отклонения прицепа в составе автопоезда при вилянии в каждую сторону должно быть не более 3% его габаритной ширины. Лесотранспортный подвижной состав должен отвечать следующим

требованиям: удобством погрузки и выгрузки древесины механизированным способом; хорошей проходимостью и маневренностью; необходимой грузоподъемностью; малым значением коэффициента сопротивления движению; высокой надежностью конструкции.

Кроме этого прицепной подвижной состав должен быть оборудован тормозной системой, отвечающей следующим требованиям:

- тормозные механизмы прицепного подвижного состава должны срабатывать на торможение раньше срабатывания тормозных механизмов тягового средства;
- при отсоединении от тягового средства прицепного подвижного состава его тормозные механизмы должны срабатывать на торможение;
- тормозные силы должны быть не более сил сцепления движителя с опорной поверхностью.

На транспорте леса применяется прицепной подвижной состав для автотракторных и железных дорог. По виду взаимодействия движителя с опорной поверхностью прицепной подвижной состав разделяется на катящийся и скользящий по опорной поверхности.

Тяговое транспортное средство с прицепным подвижным составом имеет различие по типу связи.

П р и ц е п — несамоходное прицепное транспортное средство, связанное с автомобилем-тягачом только тяговой связью; вес груза и прицепа воспринимается его ходовой частью. Груз тягача не связан с грузом прицепа.

П р и ц е п - р о с п у с к — несамоходное прицепное транспортное средство, связанное с автомобилем-тягачом в нагруженном состоянии тяговой и опорной связями, а в порожнем — только тяговой связью.

В зависимости от назначения, условий эксплуатации и параметров автомобиля-тягача лесовозный автопоезд может иметь различную комплектацию — от автомобиля с одним одноосным прицепом-ропуском до двухкомплектного автопоезда, состоящего из автомобиля-тягача с тремя прицепами-ропусками. В перспективе следует ожидать применение на вывозке древесины прицепов-ропусков с несколькими активными осями.

Прицеп-ропуск предназначен для перевозки хлыстов, деревьев и сортиментов по лесовозным усам, веткам и дорогам, а

также по дорогам I и II категорий. На вывозке древесины в основном применяются двухосные прицепы-ропуски (рис. 24.1), состоящие из рамы 1, поворотного коника 2, балансирной тележки 3, осей 4 с колесами и дышла 5.

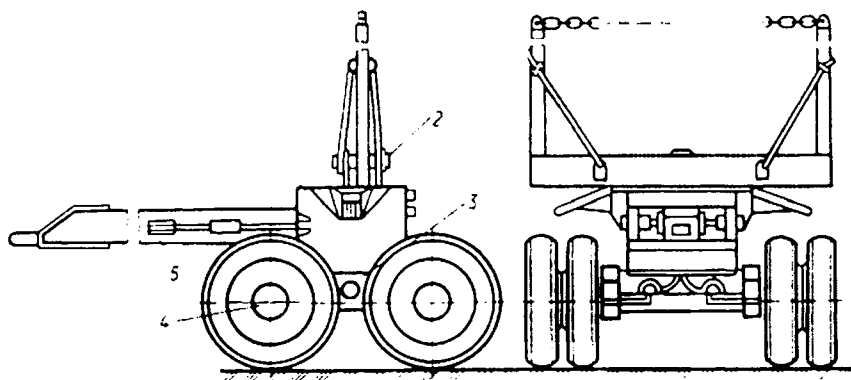


Рис. 24.1. Прицеп-ропуск:

1 — рама; 2 — коник; 3 — балансирная тележка; 4 — ось с колесами; 5 — дышло

Современный прицеп-ропуск должен иметь тормозные механизмы, воздушный баллон и воздухораспределитель, связанный воздушной магистралью управления с комбинированным тормозным краном автомобиля-тягача. Давление воздуха в магистрали управления 450...550 кПа соответствует расторможенному состоянию тормозных механизмов. При снижении давления в магистрали управления, вызванного ее разрывом или воздействием водителем на тормозную педаль, тормозные механизмы прицепа ропуска срабатывают на торможение.

Прицепы-ропуски выпускаются с коротким дышлом, которое можно удлинить деревянной вставкой, и со складывающимся дышлом, позволяющим производить погрузку прицепа-ропуски на автомобиль-тягач при холостом ходу. Такое техническое решение снижает износ шин, повышает скорость движения и маневренность машины, уменьшает радиус разворотного круга. Телескопическое устройство позволяет регулировать длину дышла при перевозке хлыстов и деревьев разной длины (от 24 до 27 м). Электропневматическое дистанционное управление позволяет водителю включить запорные или замковые устройства,

предотвращающие складывание дышла при движении автопоезда с грузом и самопроизвольное разъединение дышла роспуска при движении автомобиля-тягача с погруженным на нем роспуском.

В табл. 24.1 приведены основные технические параметры лесовозных прицепов-роспусков.

Таблица 24.1

Основные технические параметры лесовозных прицепов-роспусков

	ТМЗ-802	ГКБ-9362	ГКБ-9383	ГКБ-9851
Масса прицепа-роспуска	2440	3040...4100	3525...4150	3000
Масса перевозимого груза, кг	8000	14000	1500	8500
Длина перевозимых хлыстов, деревьев, м	Свыше 9'	18...27	24...27	17...23
Максимальная скорость движения, км/ч	80	75	60	65
Высота стоек коника, мм	1245	1200	1230	1200
Дорожный просвет, мм	400	440	440	400
Давление воздуха в шинах, МПа	0,45	0,56	0,45	0,36

При установке деревянного дышла и крестообразной сцепки.

24.2. Технологическое оборудование лесовозного автомобиля

Технологическое оборудование лесовозных автомобилей предназначено для выполнения разнообразных функций, включая: погрузку древесины и удержание ее в процессе транспортировки; погрузку прицепа-роспуска на автомобиль-тягач; погрузку и удержание контейнера предварительно загруженного древесиной и т. д.

Рассмотрим конструктивные особенности технологического оборудования только лесовозного автомобиля тягача.

К технологическому оборудованию лесовозного автомобиля-тягача, работающего в составе лесовозного автопоезда, относятся (рис. 24.2): рама технологического оборудования (подкониковая рама) 4 с буксирной рамкой 7; коник 5 с металлическими стойками; ограждение 2 кабины; устройство для погрузки прицепа-роспуска на тягач, состоящее из лебедки 3 с блоком лебедки 1 и

накатные площадки 6. В зависимости от назначения лесовозного автомобиля, характера перевозимых лесоматериалов он может оборудоваться гидроманипулятором с захватом, канатно-блочной системой для самопогрузки и др.

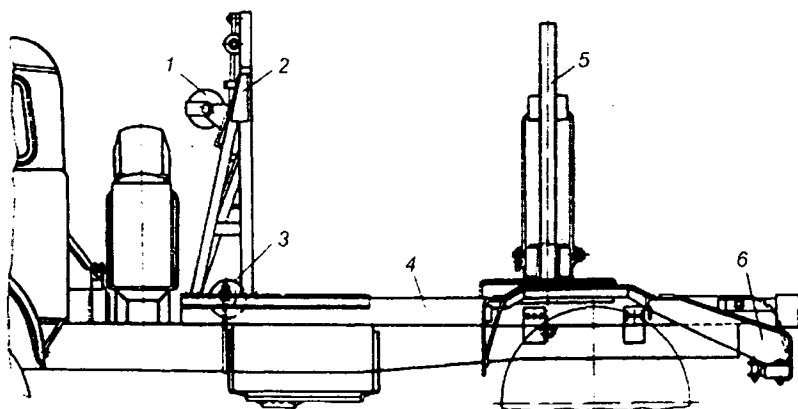


Рис. 24.2. Технологическое оборудование лесовозного тягача
автомобиля-тягача:

1 — блок лебедки; 2 — ограждение кабины; 3 — лебедка;
4 — рама лесовозного оборудования; 5 — коник; 6 — накатная площадка

Рама технологического оборудования состоит из продольных лонжеронов и поперечин, изготовленных из листовой стали, имеет съемный рифленый металлический настил, служащий рабочей площадкой при техническом обслуживании технологического оборудования и выполняющий роль брызговика. На ней установлены ограждение кабины, опорная плита и гнездо шкворня коника. Накатные плоскости служат опорой для колес прицепа-ропуска при его погрузке на тягач и транспортировке. В задней части рамы установлена тяговая балка, к которой крепится канатная крестообразная сцепка прицепа-ропуска. Дышло прицепа-ропуска соединяется с буксирной рамкой, соединенной шарнирно с рамой. Рама технологического оборудования к основной раме автомобиля-тягача крепится с помощью стремянок, специальных кронштейнов и болтов.

Коник тягача (см. рис. 24.3) представляет собой седельное опорно-поворотное устройство, предназначенное для удержания

древесины и повышения маневренности лесовозного автопоезда и передачи приходящего на него веса на раму технологического оборудования и раму тягача.

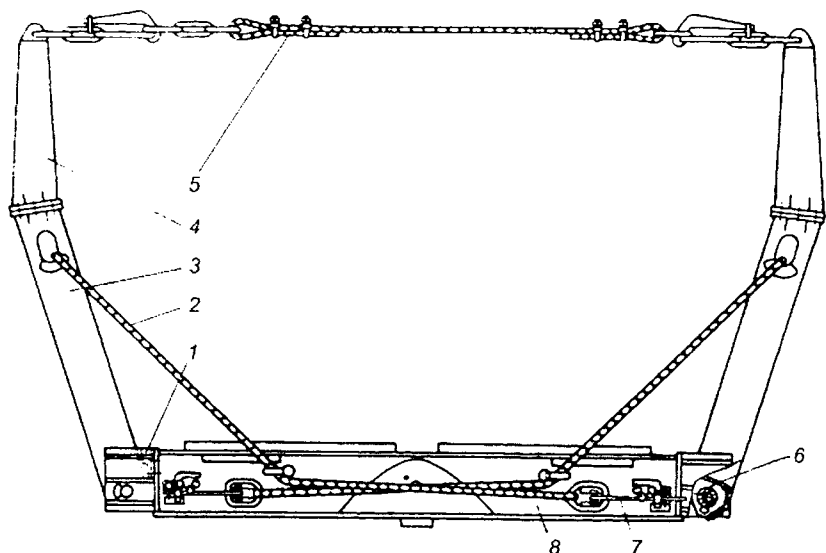


Рис. 24.3. Коник:

- 1 — упор стойки; 2 — канат стяжной; 3 — стойка; 4 — наконечник; 5 — канат страховочный; 6 — канат механизма облегчения стойки; 7 — запор каната стойки; 8 — основание коника

Конструкция коника современного лесовозного автомобиля-тягача (КрАЗ-6437), облегчает разгрузку автопоезда и позволяет изменять габаритную ширину. Коник состоит из основания 8, двух стоек 3 с наконечниками 4, соединенных шарнирно с основанием 8 коника. Стойки коника удерживаются в определенном положении канатом 2, проходящем через окна стоек 3 и закрепленных одним концом специальным кронштейном с основанием 8, а другим — с запором 7, который при разгрузке освобождает затяжку каната 2. Изменение габаритной ширины производится изменением длины стяжного 2 и страховочного 5 канатов и снятии или постановке упора 1. Для облегчения подъема стоек после разгрузки автопоезда в основание 8 коника встроен механизм, состоящий из каната 6 механизма облегчения подъема стоек с

пружиной и кронштейнов с роликами, способствующих перекачиванию каната механизма.

Ограждение предохраняет кабину от сильного воздействия древесины в процессе погрузки и транспортировки при торможении с большим замедлением автопоезда, а также служит упором дышла прицепа-ропуски, которое укладывается в специальный ложемент вертикальной стенки и надежно удерживается запорным устройством. Состоит ограждение из вертикальной стенки, сваренной из углового проката, и основания. Для фиксации дышла в уложенном положении применяется замковое устройство с механическим приводом или фиксаторы с пневматической камерой и электропневматическим приводом.

Лебедка технологического оборудования предназначена для погрузки на автомобиль-тягач и разгрузки прицепа-ропуски. Устанавливается лебедка на раме технологического оборудования, а привод ее осуществляется карданной передачей от раздаточной коробки автомобиля-тягача. Лебедка имеет барабан, червячный редуктор и ленточный тормоз с автоматическим устройством, предназначенным для торможения барабана при разматывании каната и в аварийной ситуации.

24.3. Технологическое оборудование трелевочного трактора

Технологическое оборудование трелевочного трактора предназначено для сбора, погрузки и удержания при трелевке пачки деревьев или хлыстов. Классическое канатно-чокерное оборудование трелевочного трактора (см. рис. 24.4) включает лебедку 1, погрузочное устройство, состоящее из погрузочного щита 5 с буферным упором 3, связанного поворотной рамкой 4 с рамой трактора, блок 7 и гидравлическую систему для его привода.

Перед сбором пачки гидроцилиндр 2, перемещая рамку поворотного устройства, устанавливает погрузочный щит в положение для приема и погрузки пачки деревьев или хлыстов. Собранный пачка канатно-чокерным оборудованием подтаскивается лебедкой к щиту и под воздействием силы тяги лебедки погрузочный щит, скользя по рамке 9, вместе с пачкой грузится на трактор. В процессе трелевки пачка удерживается на щите лебедкой и боковыми щеками.

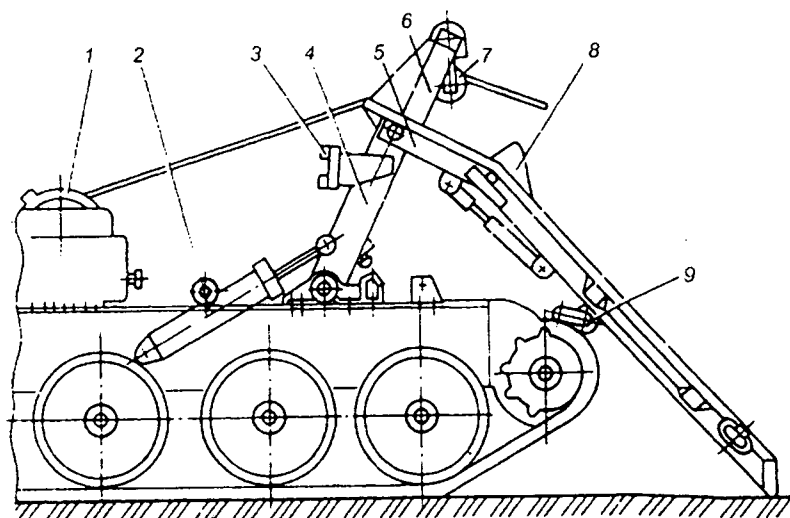


Рис. 24.4. Погрузочное устройство трелевочного трактора:
 1 — лебедка; 2 — гидроцилиндр; 3 — буфер; 4 — поворотная рамка;
 5 — щит; 6 — щека; 7 — блок; 8 — отражатель; 9 — ролик

Привод лебедки обеспечивается карданной передачей от раздаточной коробки или от основной коробки передач. Лебедка состоит из барабана одно-, двухступенчатого редуктора и ленточного тормоза, установленного на вале редуктора или вале раздаточной коробки. Тормоз лебедки предназначен для торможения барабана и удержания пачки на погрузочном щите. На входе в лебедку установлена обгонная муфта, позволяющая наматывать канат на барабан лебедки в заторможенном состоянии тормоза, исключая при этом разматывание каната.

На современных гусеничных и колесных трелевочных тракторах и машинах первичного транспорта леса применяется технологическое оборудование двух типов: гидроманипулятор и клещевой захват.

Бесчokerный трелевочный трактор (типа ТБ) или машина для бесчokerной трелевки (рис. 24.5) оснащены гидроманипулятором 3, предназначенным для подтаскивания, сбора и погрузки в зажимной коник 5 пачки деревьев или хлыстов и трелевки ее в полупогруженном положении, а также разгрузки пачки и окучивания деревьев или хлыстов на погрузочной площадке. Трактор имеет

шарнирно-сочлененную раму, состоящую из передней 1 и задней 2 полурам, ведущую двухосную тележку. Машины такого типа применяются на рубках ухода и санитарных рубках в слабопересеченной местности после ручной и машинной валки деревьев.

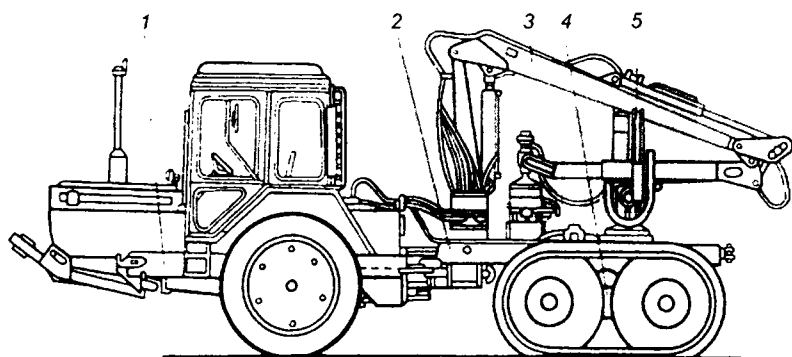


Рис. 24.5. Машины для бесчokerной трелевки ЛТ-190:

1 — передняя полурама; 2 — задняя полурама; 3 — гидроманипулятор;
4 — ведущая двухосная тележка; 5 — зажимной коник

Технологическое оборудование колесного трактора для бесчokerной трелевки с клещевым захватом или гусеничного трелевочного агрегата (см. рис. 24.6) смонтировано на тракторе 1 и состоит из клещевого захвата 7, связанного подвесом 6 со стрелой 3 и вспомогательных элементов: каната 4 с роликом 5, настила 10, предохранительного щита 11 и балки 12.

К технологическому оборудованию относятся облегченный отвал бульдозерного типа, предназначенный для окучивания пачки, выравнивания комлей и других работ. Подъем и опускание стрелы и отвала, раскрытия и закрытия клещевого захвата производится гидравлической системой 2. Канат 4 лебедки исключает раскачивание клещевого захвата при движении агрегата без пачки. Машины с клещевыми захватами предназначены для подбора пачек деревьев или хлыстов, предварительно сформированных валочно-пакетирующей машиной, и их бесчokerной трелевки.

Лесопромышленные тракторы имеют специальную компоновку для агрегатирования с различного назначения технологическим оборудованием: трелевочным, валочно-трелевочным, сучкорезным, харвестерным, погрузочным, дорожно-строительным.

Наиболее рационально эта задача решается на колесных лесопромышленных тракторах с шарнирно-сочлененной рамой, у которых кабина и моторно-трансмиссионная установка размещаются на передней полураме, а технологическое оборудование монтируется на задней полураме. Характерными примерами в этом отношении являются серийно выпускаемые трелевочные бесчokerные машины МЛ-30 и МЛ-56 на базе тракторов К-703 и К-703М. И хотя эти базовые тракторы являются модификациями сельскохозяйственных тракторов К-700А и К-701М, приспособление их для работы в условиях лесосеки решено весьма рационально и эффективно, что позволяет собирать эти тракторы на том же конвейере Петербургского тракторного (бывшего Кировского) завода. С этой целью рама трактора, в отличие от сельскохозяйственного варианта, имеет заднюю гладкую связь и места крепления к ней надрамника, на котором монтируется технологическое оборудование. Такое техническое решение позволяет изготавливать и производить сборку технологического оборудования на другом заводе и уже в собранном виде транспортировать его к месту сборки и монтировать на трактор. На задней стенке кабины предусмотрена панель для размещения органов управления технологическим оборудованием.

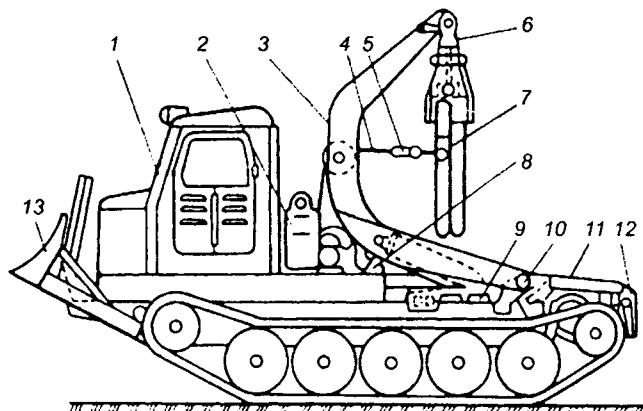


Рис. 24.6. Трелевочный агрегат ЛТ-154А:

- 1 — трактор; 2 — гидросистема; 3 — стрела; 4 — канат лебедки; 5 — ролик в сборе; 6 — подвеска захвата; 7 — захват; 8 — упор стрелы; 9 — опора; 10 — настил; 11 — щит; 12 — предохранительная балка; 13 — толкатель

Проблема проходимости машины в условиях лесосеки решена установкой специальных лесных шин 33L-32 модели Ф-134 вместо сельскохозяйственных шин ФД-12 размерностью 28,1-26. Шина 33L-32 монтируется на специальный обод 29,00-32, который штатным способом крепится к ступице ведущего моста. Эти тракторы агрегатируются также с дорожно-строительным оборудованием. В такой комплектации они оборудуются дорожно-строительными шинами ДФ-16 размерностью 28,1-25, которые монтируются на разборном ободе 24,00-25. Рама базового трактора конструктивно оформлена таким образом, что может быть рационально снизу закрыта специальными щитами, которые не только защищают агрегаты трактора при работе на лесосеке при наезде на пни, порубочные остатки, подрост, но и существенно усиливают несущую систему.

В целом устройство и работу агрегатной машины можно рассмотреть на примере бесчokerной трелевочной машины МЛ-30, рис. 24.7.

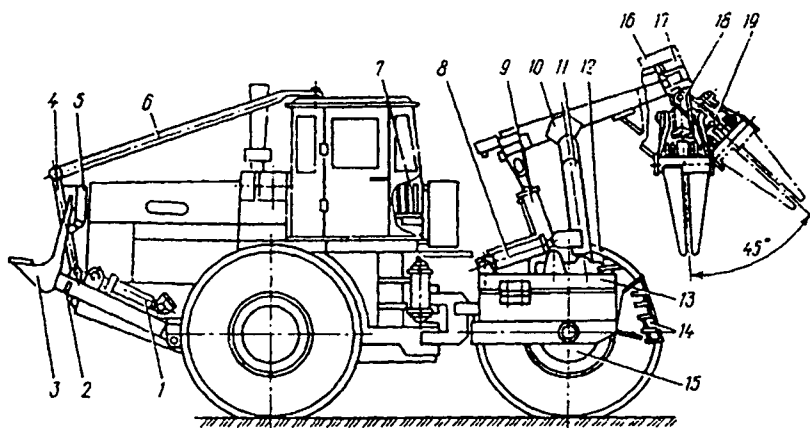


Рис. 24.7. Трелевочная машина МЛ-30:

- 1 — гидроцилиндр толкателя; 2 — фиксатор толкателя; 3 — толкатель;
- 4 — ограждение радиатора; 5 — выдвижные фары; 6 — ограждение капота;
- 7 — рукоятки гидрораспределителей; 8 — гидроцилиндры арки; 9 — гидроцилиндр стрелы; 10 — стрела; 11 — арка; 12 — ограждение колес; 13 — надрамник;
- 14 — задняя защита; 15 — задний мост; 16 — ограждение;
- 17 — механизм поворота захвата; 18 — серьга подвески захвата;
- 19 — пачковый захват

Машина МЛ-30 предназначена для подбора и трелевки в полуподвешенном положении пачек деревьев или хлыстов, в том числе для подбора отдельных деревьев при различных способах рубок, выравнивания комлей и штабелевки. Она может быть использована на всей территории России в условиях равнинной и слабопересеченной местности круглогодично на грунтах I и II категории и снеге глубиной до 100 см с умеренным климатом категории I по ГОСТ 15150-69 и ГОСТ 16350-80. Это значит, что машина может работать во всех регионах, где ведутся лесозаготовки.

Машина МЛ-30 состоит из доработанного базового трактора К-703 и технологического оборудования. Технологическое оборудование включает арку, стрелу с полиспастом, пачковый захват, механизм поворота пачкового захвата, гидроцилиндры привода. Спереди трактора расположен толкатель с цилиндрами привода. Сзади на раме предусмотрено ограждение колес от утыкания в них комлей трелеваемых деревьев. Впереди радиатора установлено специальное ограждение, в которое вмонтированы передние фары.

Конструкция технологического оборудования машины МЛ-30 включила практически все достижения в этой области и выполнена следующим образом. Арка А-образной формы сварной конструкции имеет прямоугольное сечение лонжеронов из листов. Арка шарнирно прикрепляется к кронштейнам надрамника с помощью шарнирных подшипников. В средней части лонжеронов арки имеются проушины для присоединения штоков силовых цилиндров привода, а в верхней — проушины для присоединения стрелы. С помощью двух цилиндров арка может качаться в продольном направлении, обеспечивая изменение вылета захвата при подборе пачки деревьев. В некоторых случаях застревания машина движением арки назад может выталкивать себя из глубокой колеи.

Стрела сварная коробчатого сечения из листовой стали шарнирно соединяется своими проушинами с проушинами арки. Задний конец стрелы заканчивается поперечной плитой, к которой крепится механизм поворота захвата, а передний конец выполнен в виде поперечной балки с проушинами, к которым крепятся шарнирно штоки гидроцилиндров привода. При помощи этих гидроцилиндров стрела может качаться относительно шарнира соединения с аркой, обеспечивая подъем и опускание захвата при

наборе пачки и ее трелевке. Опираясь на захват движением стрелы, машина может вывешивать задний мост для монтажа колес.

Механизм поворота захвата относительно вертикальной оси состоит из гидромотора и поворотной колонки. Поворотная колонка крепится к задней плите стрелы. Механизм поворота захвата обеспечивает его установку в нужное положение при захвате пачки деревьев.

Пачковый захват с синхронизацией движения челюстей и с подвижными осями поворота состоит из челюстей, траверсы, тяг синхронизации, гидроцилиндра привода и тяг подвески. Гидроцилиндр снабжен обратным управляемым клапаном, который устанавливается в магистрали высокого давления и предотвращает утечку масла из поршневой полости гидроцилиндра, что исключает самопроизвольное раскрытие челюстей при трелевке. Пачковый захват служит для набора, зажима и удержания пачки деревьев при трелевке.

Расположенный спереди машины толкатель предназначен для выравнивания комлей деревьев в пачках на волоке и штабеле на погрузочной площадке, окучивания деревьев в штабеле, а также для расчистки волока. Упором толкателя в грунт можно вывешивать передний мост для монтажа колес. Он состоит из ножа и приваренных к нему коробчатых лонжеронов. Проушинами лонжероны присоединяются шарнирно к кронштейнам, приваренным снизу к лонжеронам передней полурамы трактора. К лонжеронам толкателя сверху приварены проушины, к которым шарнирно крепятся штоки двух гидроцилиндров. Цилиндры крепятся шарнирно к кронштейнам, приваренным к лонжеронам передней полурамы трактора.

Машина работает, как правило, в комплексе с валочно-пакетирующей машиной ЛП-19, которая готовит пачки деревьев, укладывая их по оси волока или под углом до 10° к его оси. Машина МЛ-30, как правило, холостым ходом движется по волоку задним ходом до ближайшей пачки. Захват в это время прижат к ограждению задних колес. Если разбег комлей в пачке не превышает 50–60 см, выравнивание комлей не производится. Движением арки назад и опусканием заднего конца стрелы раскрытый захват кладется на пачку так, чтобы комли выступали вперед за челюсти захвата на 50–80 см. Затем челюсти сжимаются, и пачка

поднимается наклоном стрелы вперед, арка переводится в крайнее переднее положение. Если объем пачки достаточен для транспортировки, то в таком положении она транспортируется на погрузочную площадку. Если подобранная пачка недостаточна по объему, то машина передвигается к следующей пачке так, чтобы комли обеих пачек уравнились. Первая пачка укладывается на вторую, захват раскрывается, и две пачки таким образом объединяются. Затем объединенная пачка захватывается как первая и трелюется на погрузочную площадку. Сдваивание и страивание пачек описанным образом не представляет какого-либо труда. Максимальный объем пачки 7 м^3 . Расстояние между комлями соседних пачек в большинстве случаев находится в диапазоне 4–10 м. Если подъезд к пачке вдоль ее оси затруднен, то возможен подъезд к ней под некоторым углом, так как поворот захвата относительно вертикальной оси позволяет ее захватить без затруднений. На погрузочной площадке пачки деревьев укладываются в штабель вдоль лесоводного уса. По мере накопления пачек в штабеле для более компактного его расположения машина МЛ-30 толкателем окучивает штабель и выравнивает выступающие комли деревьев. При этом скорость движения машины не должна превышать 5 км/ч.

Трелевка машиной МЛ-30 допускается на подъем, не превышающий 7° , на спуск в сухую погоду летом не более 17° , зимой и в сырую погоду летом не более 13° . Трелевка поперек склона запрещается. При движении с пачкой деревьев необходимо избегать крутых поворотов и объезжать препятствия (высокие пни, валуны, ямы и т. д.).

Важнейшим качеством трелевочной машины является проходимость в условиях лесосеки, так как эти условия характеризуются, как правило, грунтами повышенной влажности, местами заболоченными, с низкой несущей способностью, а также глубокой снежной целиной зимой. Мировая практика показывает, что проблема проходимости трелевочных машин решается, в основном, оснащением их специальными шинами, которые обеспечивают им снижение давления до нужного уровня, существенное повышение сцепления с грунтом, а также увеличение клиренса.

Машина МЛ-30 оснащена специальными лесными шинами 33L-32. Благодаря этому давление машины МЛ-30 на грунт сни-

зилось до величины 0,137 МПа. На лучших зарубежных трелевочных тракторах Кларк 663Д и Джон-Дир 740 давление на грунт составляет соответственно 0,144 и 0,143 МПа. Коэффициент сцепления машины МЛ-30 на шинах 33L-32 по сравнению с шинами ДФ-16 увеличился в среднем на 30%, а клиренс повысился до 600 мм вместо 515 мм.

Сравнительные испытания показали, что машина МЛ-30 по проходимости не уступает гусеничным трелевочным машинам ЛП-18А и ЛТ-154 на базе трактора ТТ-4.

25. ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ НА ДВИГАТЕЛЯХ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

25.1. Из истории создания и внедрения газогенераторов на отечественных автомобилях и тракторах

Первые разработки отечественного автомобильного газогенератора следует отнести к 1915 г., когда был установлен первый газогенератор на «Руссо-Балт С24-40». Он питал прожекторы. Но дальнейшего развития эта модель не получила.

Пионером отечественных разработок, посвященных автомобильным газогенераторам, стал ленинградский профессор В. С. Наумов, построивший газогенераторную установку «У-1». Устройство было выполнено по принципу прямого процесса газификации для древесного угля и испытано на грузовом автомобиле «ФИАТ-15-Тер». В дальнейшем эксперименты над газогенераторами с использованием древесного угля проводились во многих научных и учебных организациях СССР. В 1931 году был объявлен первый всесоюзный конкурс на тракторную газогенераторную установку. Победителем стал газогенератор конструкции инженера Декаленкова, который впоследствии стал устанавливаться на трактор «Коммунар-50».

Активная разработка автомобильных газогенераторов началась в 1935 г. по инициативе правительства СССР. На смену простейшим установкам, работавшим на древесном угле, пришли более сложные, которые использовали в качестве топлива древесные чурки размером 40×40×50 мм. Их применение предъявляло более жесткие требования к конструкции газогенератора. Тем не

менее, соблазн использовать легкодоступное сырье (для чурок годились некондиционная древесина и даже горбыль) побудил многих конструкторов к разработке древесных газогенераторов. Над ними работали трест «Лесосудомашстрой» ЦНИИМЭ, «Газогенераторстрой», ЛТА им. С. М. Кирова и др.

Газогенераторные установки различных конструкций испытывались преимущественно на грузовиках: ГАЗ-АА, ЗИС-5, ЯГ-4. Из-за потери мощности газогенераторная модификация двигателя ЗИС-5 оказалась малопригодной для такой тяжелой машины как ЯГ-4. Поэтому все внимание сосредоточили на других моделях. Производственной базой для выпуска газогенераторных установок был выбран Харьковский завод «Свет Шахтера». В конце 1935 г. он приступил к изготовлению для грузовиков ЗИС-5 партии в 500 комплектов системы «Пионер-Д8». Их выпуск был прекращен в 1936 г. Одновременно завод поставил на ГАЗ-АА опытную партию газогенераторов В-5.

В НАТИ проводилась последовательная работа над моделями НАТИ-10 для ЗИС-5 и НАТИ-11 для ГАЗ-АА, которая позволила коллективу института накопить значительный практический опыт и создать совершенные конструкции, пригодные для серийного производства. Одной из них стала в 1936 г. установка НАТИ-П4. Ее выпуск для установки на ГАЗ-АА был начат в 1936 г. заводом «Свет Шахтера». В дальнейшем ГАЗ, опираясь на практические знания по эксплуатации газогенераторов В-5, НАТИ-11, а позже и НАТИ-Г14 на грузовиках ГАЗ-АА, создал собственную установку. Этой установкой начали оснащаться серийные газогенераторные грузовики ГАЗ-42. С 1939 по 1946 г. заводом ГАЗ было изготовлено 33 840 машин этой модели.

Газогенераторная установка автомобиля ГАЗ-42 имела массу 415 кг. Таким образом, его грузоподъемность снизилась с 1500 до 1200 кг. Несмотря на повышенную до 6,2 степень сжатия и другие предпринятые меры, мощность двигателя не превышала 30 л. с., а максимальная скорость снизилась до 50 км/ч. Розжиг газогенератора занимал 10–14 мин., расход древесных чурок равнялся приблизительно 53 кг на 100 км пути, а запас хода 60–70 км.

На ЗИС был сконструирован газогенераторный ЗИС-13. Машина была построена на длиннобазном шасси ЗИС-11. В отличие от ГАЗ-42, у которого камера сгорания была выполнена из дешевой

малоуглеродистой алитированной стали, у ЗИС-13 камера сгорания была изготовлена из хромоникелевой жароупорной стали. ЗИС-13 производился с середины 1936 г. до середины 1938 г. Степень сжатия двигателя ЗИС-13 была повышена до 7,0. Для зажигания топлива служило магнето. Но мощность не превысила 48 л. с., а максимальная скорость составила 45 км/ч. Машина получилась тяжелой (3850 кг), а ее грузоподъемность составляла лишь 2500 кг. Расход древесных чурок достигал 80–85 кг на 100 км. Запас хода — 90 км. Розжиг газогенератора занимал 7–9 мин.

В общей сложности, за два года из ворот завода вышло около 900 грузовиков ЗИС-13. На смену им в конце 1938 г. пришли машины ЗИС-21. Их газогенераторная установка была проще и надежней, а ее масса составляла 440 кг. Базовым шасси стало не ЗИС-11, а ЗИС-5, и хотя грузоподъемность газогенераторной модификации осталась неизменной (2500 кг), ее снаряженная масса уменьшилась до 3700 кг. Двигатель развивал мощность 45 л. с., а автомобиль — скорость 45 км/ч. Эта модель оказалась наиболее удачной среди газогенераторных машин и в модернизированном варианте (Урал ЗИС-21 А) выпускалась Уральским автомобильным заводом в период 1946–1952 гг.

В Лесотехнической академии им. С. М. Кирова разработка теории и конструкции транспортных газогенераторных установок была начата в 1934 г. коллективом кафедры тяговых машин под руководством проф. Е. Л. Флорова. Начиная с 1935 г., кафедра создает собственные конструкции газогенераторных установок для автомобилей. Их отличительной особенностью являлись оригинальные решения подвода воздуха в камеру горения с большой скоростью через сопла, расположенные в центральной части камеры или по периферии. Была также разработана система запуска двигателя на газе без применения бензина.

Автомобили с газогенераторными установками ЛТА принимали участие в сравнительных испытаниях различных отечественных и зарубежных конструкций. Опыт по конструированию газогенераторов для транспортных машин позволил работникам кафедры во время Великой Отечественной войны оказать значительную помощь промышленным предприятиям. Так, на уральских деревообрабатывающих заводах было оборудовано газогенераторами упрощенной конструкции значительное число автоле-

совозов и грузовых автомобилей. Это позволило использовать на внутризаводских транспортных работах фактически законсервированный из-за отсутствия бензина автомобильный парк. В блокированном Ленинграде, а затем в центральных районах страны на вывозке древесины широко применяли газогенераторы на лесотранспортных машинах.

А во время войны газогенераторные тракторы и автомобили стали основным видом механического транспорта в тылу, особенно в сельском хозяйстве и на лесозаготовках. В 1942 году профессор Сибирского лесотехнического института Н. П. Вознесенский получил срочное правительственное задание: в короткий срок перевести на дровяное топливо 6 тысяч тракторов для колхозов и леспромхозов. Задание было выполнено.

Во время войны газогенераторные тракторы и автомобили стали основным видом механизированного транспорта в тылу, особенно в сельском хозяйстве и на лесозаготовках. Только в 1940 г. в леспромхозах работало более 4000 газогенераторных автомобилей и тракторов.

Первый в мире трелевочный трактор КТ-12, разработанный в 1949 г. (рис. 25.1) тоже работал на дровах. Еще в 1956 году на лесозаготовках использовалось более 20 тысяч таких тягачей. Впрочем, не только дрова, но практически любое органическое вещество, вплоть до соломы и жмыха, оказалось пригодным в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания.

Всего в СССР в 1940-х и 1950-х годах имелось более 200 тыс. различных стационарных и передвижных машин, что позволило стране сэкономить миллионы тонн нефти. Автомобиль «УралЗиС-352» был последней в советском автомобилестроении серийной моделью с газогенераторным силовым агрегатом, имевшим наиболее удачную конструкцию газогенераторной установки с газогенератором обращенного процесса газификации для древесных чурок.

Опытные работы продолжались и позже. Однако в 1955 г.

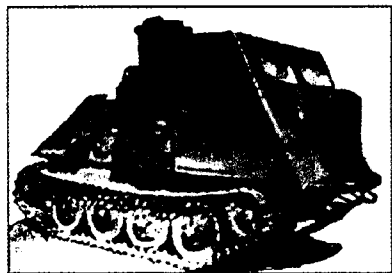


Рис. 25.1. Трелевочный трактор КТ-12

из-за удешевления нефтепродуктов использование газогенераторных автомобилей было признано нерентабельным и разработки, направленные на дальнейшее их конструктивное совершенствование, были прекращены.

К 1940 году численность парка газогенераторных автомобилей в СССР составляла 5 тыс. штук, что соответствовало примерно 5% всего парка грузовых автомобилей страны, а также 16 тысячам газогенераторных тракторов. В период с 1938 г. по 1944 г. парк газогенераторных автомобилей в СССР увеличился в 40 раз и, по имеющимся данным, к началу 1941 года составил 200 тысяч автомобилей, оснащенных 12-ю типами транспортных газогенераторов.

25.2. Перспективы использования биомасс в газогенераторе двигателей лесотранспортных машин

Мировые ресурсы ежегодно возобновимой растительной биомассы в 25 раз превышают добычу нефти. Площадь лесов земного шара более 3067 млн гектаров. А ежегодный прирост биомассы растений на Земле составляет от 170 до 200 млрд тонн (в пересчете на сухое вещество), что энергетически эквивалентно 80 млрд тонн нефти, поэтому в будущем предвидится существенное увеличение использования биомассы в силовых целях.

Ежегодно на территории России производится до 14–15 млрд тонн биомассы, энергия которой эквивалентна примерно 6 млрд тонн условного топлива. По оценкам экспертов в энергетических целях в Российской Федерации технически возможно уже сейчас ежегодно использовать до 800 млн тонн древесной массы (неиспользуемая древесина на лесозаготовках) и до 400 млн тонн (по сухому веществу) органических отходов, из которых 250 млн тонн сельскохозяйственного происхождения, 70 млн тонн отходов лесной и деревообрабатывающей промышленности, 10 млн тонн древесных и лиственных отходов (собираемых ежегодно в городах).

Получение энергии из биомассы сегодня является одним из наиболее динамично развивающихся направлений во многих

странах мира. Этому способствуют ее большой энергетический потенциал, возобновляемый характер и экобезопасность. Биомасса является CO_2 -нейтральным топливом, т. е. потребление CO_2 из атмосферы в процессе роста биомассы соответствует эмиссии CO_2 в атмосферу при ее сжигании.

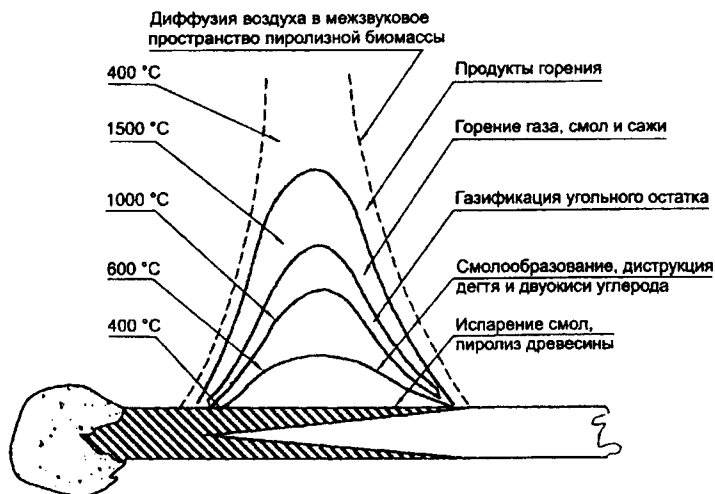


Рис. 25.2. Процессы, характерные для пиролиза и газификации твердого биотоплива

Легкость газификации топлива в газогенераторной установке транспортного типа (ГУТТ) зависит от ряда факторов: физико-химических свойств топлива, конструкции газогенератора и пр. Результирующего показателя здесь нет вследствие многочисленности показателей, которые необходимо принимать во внимание при газификации и пиролизе твердых видов топлива из биомассы (рис. 25.2). Один из вариантов подобной классификации газогенераторных видов топлива по легкости их применения в ГУТТ приведен в табл. 25.1. Такая оценка дает наибольшую определенность и четкость при характеристике топлив для ГУТТ.

Согласно рассмотренной классификации, твердые виды биотоплива распределяются по классам следующим образом (см. табл. 25.2). В табл. 25.2 также приведены минимальные технические характеристики различных видов биотоплива, соблю-

дение которых позволяет причислить тот или иной вид топлива к соответствующей классификационной группе. Опыт испытаний и эксплуатации газогенераторных установок на различных видах топлива может дать сравнительную характеристику показателей их работы в зависимости от вида используемого топлива. Специфические особенности применения каждого вида топлива отражаются на долговечности работы газогенераторной установки, а также, косвенно, на работе других агрегатов силовой установки. По степени влияния на жизненный цикл силовых установок двигателей внутреннего сгорания (ДВС), различные виды топлива подразделяются следующим образом: к наибольшему износу приводят каменный уголь, антрацит, полукокс, торфяной кокс. Затем следуют древесные чурки, буроугольные брикеты, древесный уголь, жидкие и газообразные виды топлива.

Таблица 25.1

**Классификация газогенераторных видов топлива
по легкости их применения в ГУТТ**

Класс легкости применения топлива для газификации	
I	Применение топлива трудности не вызывает. Может использоваться без подготовительных операций. Возможна автоматизация процесса подачи топлива
II	Применение топлива трудности не вызывает. Может использоваться без подготовительных операций
III	Требуется предварительная обработка топлива (сушка, разделка)
IV	Требуется предварительный отбор, обработка или обогащение топлива и дополнительные работы при эксплуатации газогенератора (чистка зольника, шуровка топлива и т. д.)
V	Применение топлива возможно только после сложной обработки (брикетирование, термическая обработка и т. п.) или специального отбора сортов. При эксплуатации наблюдаются трудности в пуске и нормальной работе газогенераторной установки
VI	Применение топлива в ГУТТ по физико-химическим свойствам и эксплуатационным показателям затруднительно или экономически нецелесообразно

Таблица 25.2

Техническая характеристика видов топлива для ГУТТ

Виды топлива и группа	Коэффициент рабочей тепло- творности топлива, γ	Коэффициент удельной теплотности топлива, i	Средняя золь- ность	Среднее содержание серы, %	Реакцион- ная способ- ность	Механиче- ская проч- ность	Сумма горючих в газе, %	Класс лег- кости гази- фикации
Группа I								
Пеллеты из древесины мягких пород деревьев	84	16,1	0,8	0,10	Очень высокая	Хорошая	45	2
Пеллеты из древесины твердых пород деревьев	85	15,9	0,7	0,10	Очень высокая	Хорошая	45	1
Группа II								
Древесно-угольные бри- кеты	90,9	38,4	4	0,20	Высокая	Хорошая	—	1
Группа III								
Древесная чурка	73,0	19,8	0,9	0,02	Высокая	Хорошая	33	2
Уголь древесный	88,0	14,9	2	0,30	Очень высокая	Очень сла- бая	39	2
Группа IV								
Полукокс каменного угля	86,1	34,8	6	1,00	Высокая	Хорошая	42	3
Торфокос	84,8	31,3	8	0,20	Высокая	Удовлетво- рительная	37	3
Группа V								
Торфобрикеты	78,3	43,1	8	0,35	Высокая	Хорошая	36	3
Бурый уголь	72,5	54,3	8	0,60	Средняя	Слабая	36	3
Торф	50,4	21,0	6	0,25	Высокая	Удовлетво- рительная	36	3
Антрацит	89,2	69,8	7	1000	Ниже средней	Хорошая	32	4
Солома брикетированная	76,5	39,7	5	0,30	Высокая	Удовлетво- рительная	32	5

Брикетирование топлива. Кроме древесных чурок и дров наблюдается тенденция брикетирования топлива и получение топливных гранул.

Брикеты, как топливо для газификации в автомобильных тракторных газогенераторах, имеют ряд существенных преимуществ перед ископаемым углем или натуральным растительным топливом. Основные преимущества заключаются в однородности состава брикета, его большем насыпном весе и более высокой теплотворности.

Брикетирование растительных отходов, наравне с брикетированием древесной мелочи, было впервые применено в СССР в 30-х годах прошлого века. Советскими учеными разрабатывались теоретические вопросы брикетирования и осуществлялась постройка первых промышленных образцов установок для этого. В результате развития технологии брикетирования сухой биомассы наибольшее распространение получили 2 метода — холодного и горячего брикетирования.

В то время создание систем автоматического питания газогенераторных установок было невозможно, поэтому размеры брикетов выбирались из условий удобства их ручного обслуживания. Кроме того, после окончания Второй Мировой войны, когда мировой парк газогенераторных автомобилей сократился только в течение 1949 года с 1 млн до 50 000 единиц, спрос на брикетированную биомассу пропал, уступив место спросу на более дешевые нефтепродукты и уголь. Кроме того, многие потребители предпочитали сами заготавливать топливную биомассу для своих нужд. В результате рынок топливной биомассы практически исчез.

Второе рождение технологии брикетирования можно отнести к 80-м годам прошлого века. В результате ряда нефтяных кризисов, разразившихся тогда, во многих развитых странах, были начаты компании по энергосбережению и поиску альтернативных источников энергии. Однако проводимые в ряде стран научные изыскания не получили большого практического и коммерческого успеха. Главным образом из-за последующего удешевления нефти. Тогда же классические древесные и древесноугольные брикеты «эволюционировали» к своему современному образу в виде древесных топливных гранул (пеллет). Это было обусловлено созданием первых систем автоматического управления и питания

тепловыми агрегатами, стоимость которых была приемлема для их бытового использования. Классические брикеты, изначально предназначенные для ручной загрузки маломощных тепловых и силовых агрегатов, были не пригодны для автоматического питания газогенераторных систем. В результате новых требований исходные форма и размеры брикетов (50×50×80 мм) были уменьшены до размеров современных пеллет. При этом классические брикеты не вышли из потребления, но их рынок и потребление значительно сократились, уступив место более прогрессивной форме — древесным топливным гранулам.

Древесные гранулы (пеллеты). Впервые древесные гранулы для топливных целей были предложены в Швеции в 70-х годах прошлого века. В то время появились первые системы автоматической подачи твердого топлива для печей. Однако производство гранул в промышленных масштабах началось только в 1982 году. Отсутствие производственного опыта сказывалось на высокой себестоимости пеллет, а новизна систем сжигания такого топлива ограничивала рынок сбыта. Кроме того, завод не имел опыта и не умел контролировать состав древесных гранул и регулировать их энергетическую ценность. Первые древесные гранулы промышленного производства изготавливались преимущественно из коры. Их зольность составляла от 2,5 до 17%. Из-за несовершенства технологии и ряда проблем, которые завод не сумел решить, в 1986 году производство было закрыто.

Важным достоинством гранулирования древесины является возможность пневматической загрузки и разгрузки гранул. Считается, что и гранулированное брикетирование топлива — это один из наиболее интересных методов повышения калорийности генераторного газа.

В настоящее время рентабельность использования древесных гранул в качестве топлива для автотранспорта зависит не только от рыночной стоимости нефтепродуктов, но и от экологических требований к использованию нефтепроизводного топлива. Считается, что для выполнения условий Киотского протокола по частичному переходу от традиционных видов топлива к биотопливу только Европейскому союзу необходимо будет использовать не менее 120 млн тонн древесных гранул в год. Таким образом, не удивительно, что биотопливо все чаще и чаще рассматривается как топливо будущего, особенно для транспортных средств.

Твердые виды топлива на основе биомассы, которые могут быть использованы для двигателей внутреннего сгорания с газогенераторной установкой, весьма разнообразны по своим физическим и химическим свойствам. У каждого вида такого биотоплива есть свои достоинства и недостатки применительно к использованию в газогенераторном автомобиле. В настоящее время ведутся разработки по созданию нового поколения биотоплива для использования в транспортных газогенераторных устройствах. Основные направления, по которым ведутся исследования:

- создание новых, удобных для транспортировки видов биотоплива, в частности композиционных материалов энергетического назначения (т. н. энергопеллет);
- разработка программы мероприятий по стимулированию прямого и косвенного экспорта биотоплива;
- исследование возможностей интенсификации лесного хозяйства;
- повышение эффективности сжигания древесины в газогенераторных установках;
- разработка семейства высокоэффективных транспортных газогенераторов нового поколения.

По прогнозам специалистов, в будущем Россия могла бы стать для Европы главным экспортером экологически чистого, возобновляемого топлива на основе биомассы. Ухудшение экологической обстановки, наблюдаемое в мире, требует оперативного решения вопросов рационального получения и использования энергоресурсов. При традиционных способах переработки полезных ископаемых образуется большое количество отходов и выделяется много вредных веществ, участвующих в образовании парникового эффекта на планете. Важной практической задачей, по мнению специалистов, является разработка и совершенствование технологий газификации биомассы и эффективного сгорания топливного газа в автомобильных тракторных газогенераторах.

Главный аргумент, высказываемый сегодня в пользу применения газогенераторных технологий, — это возможность использования в качестве топлива биомассу, которая отличается своей экологической безопасностью и «неисчерпаемостью» ресурсов.

1 м³ генераторного газа хорошего качества имеет калорийность сгорания примерно 5200 кДж. При этом калорийность ме-

няется весьма незначительно в зависимости от условий произрастания исходной биомассы. К примеру, в газогенераторе из 1 кг древесины образуется $2,3 \text{ м}^3$ топливного газа; из 1 кг кокса каменного угля — $3,6 \text{ м}^3$; из 1 кг антрацита — $4,5 \text{ м}^3$.

Газогенератор из 2,3 кг древесных отходов производит энергии столько же, сколько можно получить при сжигании 1 литра бензина; энергия, полученная из 3,3 кг древесины эквивалентна энергии 1-го литра дизельного топлива.

25.3. Существующие и перспективные автотракторные газогенераторы

Каждое из твердых топлив предъявляет свои специфические требования к конструкции газогенератора. Полное удовлетворение этих требований обеспечило бы наиболее эффективные результаты газификации данного вида топлива в ГУТТ. Однако для этого потребовалось бы создание специальных конструкций газогенераторных установок для каждого топлива в отдельности, что усложнило бы их эксплуатацию и сократило бы унификацию.

Опыт газификации различных видов твердых топлив показал, что их можно разделить на основные группы, определяющие выбор конструкции газогенератора. Это деление основано на принципе процесса газификации, оптимального для конкретного вида топлива (см. рис. 25.3).

I. Прямоточный газогенератор (см. рис. 25.3а) характеризуется горизонтальным процессом газификации. В середине прошлого века широко применялся в газогенераторах автотракторных установок. Основной причиной, определившей область использования газогенератора этой конструкции, была высокая напряженность и интенсивность процесса (высокоскоростная газификация), а также компактность конструкции генераторной установки и возможность использования топлива с легкоплавкой золой.

II. Противоточный газогенератор (см. рис. 25.3б) характеризуется прямым процессом газификации. Он наиболее удобен для бессмольных, но многозольных топлив, например для буроугольного кокса. Основным недостатком прямого процесса газификации является необходимость присадки к воздуху водяного пара

для повышения калорийности генераторного газа. Но это уменьшает устойчивость процесса по причине трудности точного регулирования количества паровой присадки в зависимости от производительности генератора.

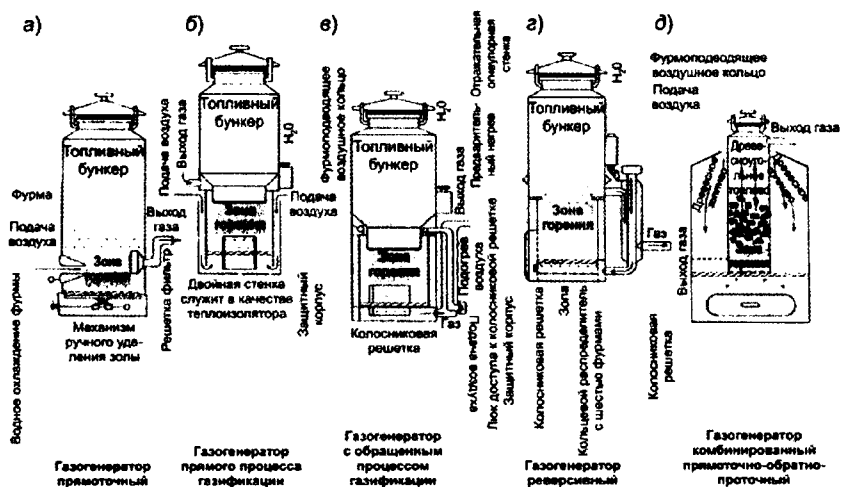


Рис. 25.3. Наиболее распространенные конструкции транспортных газогенераторов

III. Прямоточный газогенератор (рис. 25.3в) характеризуется опрокинутым (обращенным) процессом газификации. Газогенераторы этой конструкции получили в свое время наибольшее распространение в качестве силовых установок для автомобилей и тракторов. Обращенный процесс обеспечивает разложение и выжигание смол, образующихся в зоне швелования, в самом газогенераторе, что позволяет применять смолистые топлива и обходиться без специальных устройств для очистки генераторного газа от смол. Кроме того, в прямоточных газогенераторах обеспечивается наибольшая устойчивость процесса газификации за счет постоянства высоты активной зоны. Ввиду того, что водяные пары, выделяющиеся из топлива при его подсушке в швель-зоне газогенератора, проходят через активную зону, получается обогащение генераторного газа без применения специальных устройств для парообразования.

IV. Реверсивный газогенератор (рис. 25.32). Конструкция этого типа газогенератора сегодня является наиболее перспективной для дальнейшей конструкторской разработки. Реверсивный газогенератор позволяет использовать наиболее широкий диапазон сортов и видов топлива, пригодных для газификации: в случае применения смолистых топлив газогенератор может быть пущен в работу по обращенному процессу, а в случае применения многозольных топлив может быть быстро переключен (прямо на ходу) на работу по прямому процессу. Такой реверс достигался в конструкциях этого типа газогенераторов за счет взаимного переключения концентрично расположенных трубопроводов один из которых использовался для подвода воздуха, а другой — для отбора газа.

V. Комбинированный газогенератор (рис. 25.33) характеризуется совмещенным прямоточно-опрокинутым процессом газификации. Этот тип газогенераторов не получил широкого распространения из-за больших размеров и конструктивных сложностей. Хотя комбинированная конструкция имеет хорошие перспективы для дальнейшей конструкторской проработки.

Отметим также, что комбинированная и реверсивная конструкции газогенераторов не нашли особого распространения в прошлом веке по одной простой причине: конструкции находились на стадии разработки и экспериментального исследования, но полученные уже результаты позволяют оценивать эти конструкции как весьма перспективные.

Унификация конструкций газогенераторов, базирующаяся на стандартизации исходных газогенераторных топлив, упрощает вопросы их эксплуатации и изготовления, что в свою очередь дает возможность снизить их стоимость. Кроме того, возможность газификации различных видов топлива в газогенераторе одного типа расширяет область его использования в различных районах России.

Из всего вышесказанного можно сделать вывод: топливо, конструкции ГУТТ и процесс газификации должны соответствовать жестким требованиям. Топливо должно обладать высокими физико-химическими свойствами, быть малозольным и иметь однородный фракционный состав, не должно содержать вредных примесей, разрушающе действующих на газогенератор, газопроводы или двигатель. Оно должно использовать все возможные ресурсы работающего на нем агрегата и быть транспортбельным.

25.4. Основные направления повышения эффективности работы газогенераторных лесотранспортных машин

В технологии газификации биомассы достигнут значительный прогресс. Современные процессы газификации позволяют преобразовать от 80 до 90% энергии биомассы в энергию горючих газов. Однако широкомасштабное использование биомассы в силовых и энергетических целях зависит не столько от способности экономически и экологически конкурировать с традиционными видами топлива, сколько от ее эксплуатационных характеристик. Если вопросы надежности и долговечности работы агрегатов и отдельных деталей газогенераторного автомобиля были более или менее разрешены еще в прошлом веке, то вопрос динамики газогенераторного автомобиля в значительной мере непроработан до сих пор. Перевод бензиновых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) на генераторный газ сопровождается падением мощности на 20–30%, а дизельных двигателей — приблизительно на 10–20%. Работа современного транспортного агрегата на такой пониженной мощности недопустима. Кроме того, некоторая нестабильность режима работы традиционных транспортных газогенераторных установок может провоцировать еще большее падение мощности. Существующие газогенераторные машины обладают более низкими динамическими свойствами по сравнению с машинами, работающими на жидком моторном топливе.

Просматриваются три направления повышения мощности в системе «ДВС–газогенератор».

1. Создание транспортного двигателя, специально сконструированного для работы на генераторном газе. Это решение с технической точки зрения является наиболее целесообразным и простым. Однако с практической точки зрения оно наименее приемлемо.

2. Адаптация транспортного бензинового или дизельного двигателя внутреннего сгорания для работы на генераторном газе. Причем подобная адаптация допускает лишь незначительную реконструкцию путем внесения ряда изменений в конструкцию двигателя. Это решение является наиболее экономически выгодным, но сложность заключается в том, что необходимо одновре-

менно выполнить два противоречащих друг другу требования: возможно меньшее количество конструктивных изменений и минимальные потери мощности.

3. Создание универсального двигателя, одинаково хорошо работающего на жидком топливе (в том числе и биодизели), генераторном газе, а также на сжатых и сжиженных газах. Это решение, хотя и является наиболее дорогим, имеет следующее преимущество: позволяет при езде на малые расстояния или маневрировании машины, не разжигая генератора, использовать в качестве топлива бензин или биодизельное топливо, а при поездках на дальние расстояния переходить на газовое питание. Каждое из трех перечисленных решений проблемы имеет свои достоинства и недостатки, а также соответствующие перспективы развития. Наиболее перспективными являются второе и третье направления.

Среднее эффективное давление P_e , входящее в формулу мощности ДВС, зависит от ряда показателей:

$$P_e = \frac{h_u}{\alpha l_0} \eta_e \eta_v \gamma_0. \quad (25.1)$$

Величина $\frac{h_u}{\alpha l_0}$ есть теплотворная способность смеси — $h_u^{см}$.

Теплотворная способность газообразного топлива отнесенная к объему газозооудшной смеси определяется так:

$$h_{уг}^{см} = \frac{h_u}{1 + \alpha l_0}. \quad (25.2)$$

В формуле (25.2) объем жидкого топлива по сравнению с объемом действительного количества воздуха весьма мал.

Как было показано ранее, на эффективную мощность двигателя в основном влияет среднее эффективное давление, которое можно увеличить повышением степени сжатия и коэффициента наполнения цилиндров η_v .

Мощность бензиновых двигателей, переведенных на питание генераторным газом, падает примерно на 20–25% за счет меньшего теплосодержания смеси. При переводе дизельных двигателей на газогенераторное питание теплотворная способность смеси меняется незначительно, так как коэффициент избытка воздуха у

дизельных двигателей значительно выше, чем у карбюраторных и газовых. Доказано, что теплотворная способность смеси даже повышается (приблизительно на 10%) при конвертации дизелей в газогенераторные двигатели.

Падение коэффициента наполнения газом вследствие увеличения температуры рабочей смеси и повышения сопротивления на линии всасывания за счет сопротивления как в самом газогенераторе, так и в очистителях, охладителях, трубопроводах и других механизмах вызывает падение мощности двигателя примерно на 10%.

Снижение индикаторного коэффициента полезного действия η_i происходит как за счет уменьшения скорости горения (особенно при малом содержании водорода в генераторном газе), так и не оптимального для работы на генераторном газе соотношения фаз газораспределения бензинового двигателя. Это вызывает падение мощности еще приблизительно на 10%, но при переводе на генераторный газ дизельных двигателей эти потери не имеют места.

Следует отметить, что с переводом на газогенераторный газ двигателей лесотранспортных машин их масса увеличивается до 500–1000 кг, а следовательно, энергоемкость транспортного процесса возрастает.

За последние десятилетия достижения научно-технического прогресса позволяют создать полностью автоматизированную газогенераторную установку транспортного типа с высоким КПД преобразования твердой биомассы в генераторный газ. Создание и применение таких систем позволяет поднять КПД системы «ДВС–газогенератор» на несколько десятков процентов. Кроме того, использование такой системы уменьшит содержание смол в генераторном газе, а смолы — это наиболее энергоемкая составляющая биотоплива. Достигается это за счет более эффективной очистки и более полного крекинга в топливнике газогенератора. Применение таких газогенераторных установок наиболее целесообразно с системами автоматической подачи топлива, так как это создает замкнутый регулируемый цикл. Для транспортных агрегатов целесообразна автоматическая подача только гранулированного топлива.

Нет ни одной современной конструкции транспортного газогенератора, в которой бы не была предусмотрена регенерация те-

пла, рассеиваемого установкой. Раньше теплота, выделяемая генераторным газом, использовалась преимущественно для подогрева и подсушки топлива в генераторном бункере. Поскольку влажность массы строго регламентирована и не нуждается в сушке, это дает возможность использовать тепло, рассеиваемое установкой, для других нужд.

Содержание коррозионноагрессивных веществ в топливных гранулах сравнительно невелико. Это значит, что ресурс двигателя, работающего на генераторном газе, будет значительно выше по сравнению с карбюраторным или дизельным двигателем. При условии, конечно, качественной очистки генераторного газа от твердых угольных частиц.

Увеличение калорийности генераторного газа становится возможным благодаря достижениям в технологии разделения воздуха. Уже созданы компактные мембранные установки для разделения воздуха (рис. 25.4). Воздух, подаваемый из такой мембранной установки в зону горения газогенератора, обогащен кислородом. А это повышает калорийность генераторного газа.

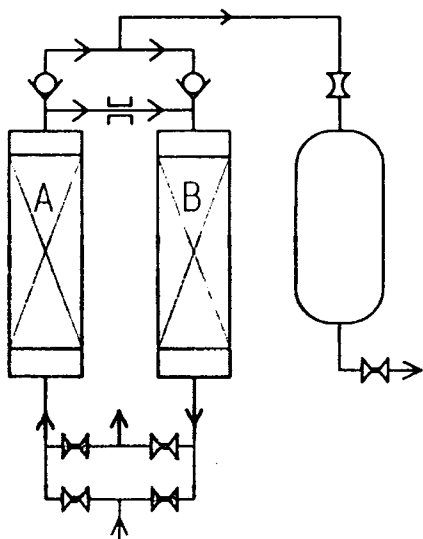


Рис. 25.4. Схема мембранной установки для разделения воздуха

Процесс разделения воздуха основан на том, что молекулы азота способны поглощаться микропорами твердого гранулированного адсорбента. Это происходит последовательно в адсорберах *А* и *В*. Воздух проходит через один из периодически переключающихся электромагнитных клапанов в адсорбер *А*. Азот поглощается адсорбентом, а кислород через обратный клапан поступает в ресивер. В это же время в адсорбере *В* происходит понижение давления и выброс накопленного азота. Через время полуцикла адсорберы обмениваются своими функциями. Адсорбер *В* задерживает азот и продуцирует кислород, а адсорбер *А* освобождается от накопленного азота.

Применение таких установок позволило бы избежать падения мощности двигателя, работающего на генераторном газе, за счет значительного повышения калорийности газа уменьшением содержания балластного азота в смеси. Высвобождаемый азот можно, в свою очередь, рационально использовать для теплоизоляции рабочей зоны газогенератора.

XXI столетие предвещает автомобильным газогенераторам широкое распространение. Хотя сам процесс газификации твердого топлива не нов, только сейчас изобретены и разработаны технологии, которые существенно повышают не только скорость протекания процесса газификации, но и качество газификации самого топлива. Сейчас КПД обычной газогенераторной установки достигает 85%, что обеспечивает перевод автомобиля на генераторный газ с незначительной потерей мощности. Таким образом, современные автомобильные газогенераторные установки по своим техническим параметрам приближаются к лучшим образцам традиционных бензиновых систем. В недалеком будущем абсолютно реально будут использовать в качестве автомобильного топлива бурый уголь, торф, отходы производства лесной и деревообрабатывающей промышленности, отходы пластмассы и, наконец, просто бытовой мусор.

К преимуществам современных газогенераторных технологий можно отнести практически полное сгорание топлива, высокую производительность и относительно низкую стоимость генераторного газа. Кроме того, высока экологическая безопасность газогенераторных автомобилей. Автомобиль на бензине выбрасывает в атмосферу сернистый газ, образующийся от сгорания сернистых

компонентов топлива, а также тетраэтилсвинец. В генераторном газе сера, как правило, не содержится и поэтому в выхлопе газового двигателя нет ни сернистого газа, ни соединений свинца. В отработанных газах бензинового двигателя из-за неполного сгорания топлива еще содержится и окись углерода (CO) — высокотоксичное для человека вещество. Как газовые, так и бензиновые автомобили выбрасывают в атмосферу одинаковое количество углеводовородов. Для здоровья человека опасны не сами эти вещества, а продукты их окисления. Двигатель, работающий на бензине, выделяет сравнительно легко окисляющиеся вещества, такие как этил и этилен. Газовый двигатель производит метан, который из всех предельных углеводовородов наиболее устойчив к окислению. Поэтому углеводородный выброс газового автомобиля наименее опасен. Уже считается, что генераторный газ как моторное топливо не только не уступает бензину, но и превосходит его по своим свойствам.

Наряду с преимуществами, современные транспортные газогенераторы имеют ряд нерешенных технических и технологических проблем. Так, например, подготовка системы для пуска в среднем занимает от 10 мин и более; требуется частая подача новой порции топлива, что ограничивает время, на которое двигатель может быть оставлен без присмотра. Работа по обслуживанию газогенераторной установки — очистка топливника от пепла и сажи, фильтров от конденсатов — довольно трудоемкая и грязная. Пока еще не созданы универсальные транспортные газогенераторные установки, которые могли бы работать на разных типах топливной биомассы или на ее смесях. Нет методики проектирования транспортных газогенераторных систем, базирующейся на современных представлениях о процессах пиролиза и горения биомассы.

26. СИСТЕМА ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ

26.1. Применение твердого топлива

В условиях лесоразработок, кроме жидкого топлива, может применяться и местное твердое топливо для тракторов и автомобилей, например древесина и древесный уголь.

В настоящее время твердое топливо непосредственно не применяется в двигателях внутреннего сгорания. Для использования его имеются два осуществляемых практически метода.

По первому методу твердое топливо химическим путем превращается в жидкое на заводах искусственного жидкого топлива. Применение последнего общеизвестно. По второму методу твердое топливо предварительно превращают в газ, который и идет на питание двигателя.

В лесовозных тракторах и автомобилях наибольшее распространение получил второй метод, причем газ из древесины или древесного угля получается в газогенераторных установках, смонтированных на машинах. Процесс превращения твердого топлива в горючий газ с использованием кислорода воздуха, водяного пара или чистого кислорода называется *газификацией твердого топлива*.

Возможен и иной способ применения газа в автомобилях и тракторах, при котором двигатель получает газ не из газогенератора, а из установленных на машине баллонов. Газ в них накачивается под большим давлением. Использование газобаллонных машин в лесной промышленности тормозится в связи с трудностью получения высококалорийного газа. Газогенераторный же газ отличается малой калорийностью, вследствие чего для обеспечения нормальной работы газобаллонного автомобиля на этом газе требуется установить очень

много баллонов. Исследования и экономические расчеты показали, что применение на газобаллонных автомобилях и тракторах газа с теплотворной способностью ниже $12,5\text{--}17,9 \text{ кДж/м}^3$ нецелесообразно. Вот почему наиболее доступным способом использования древесины или древесного угля в качестве топлива для тракторов и автомобилей является применение транспортных газогенераторных установок.

26.2. Общее устройство автотракторной газогенераторной установки

Газогенераторная установка состоит из аппаратов и устройств. Рассмотрим общее устройство и назначение отдельных частей на примере установки УралЗИС-352, приведенной на рис. 26.1.

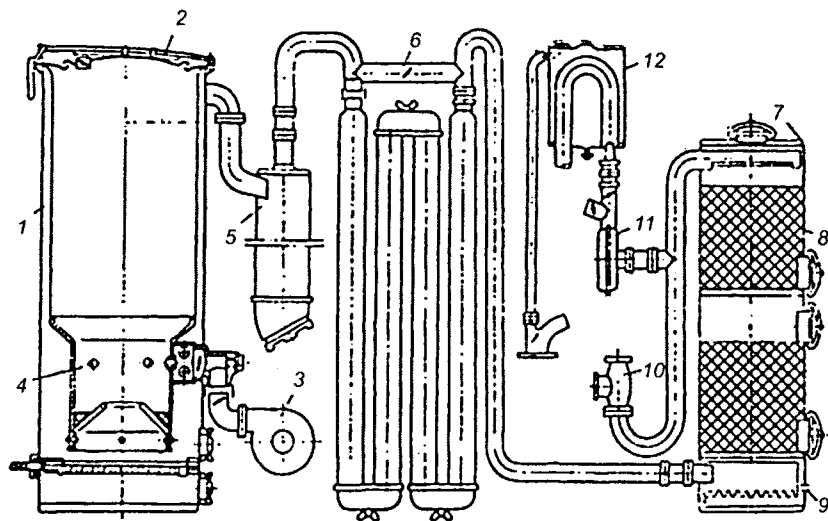


Рис. 26.1. Схема газогенераторной установки УралЗИС-352:

- 1 — газогенератор; 2 — загрузочный люк; 3 — вентилятор наддува; 4 — фурмы;
- 5 — циклон; 6 — охладитель газа; 7 — очиститель тонкой очистки;
- 8 — металлические кольца; 9 — сливная трубка конденсата; 10 — смеситель;
- 11 — электровентиль розжига; 12 — подогреватель двигателя

Газогенератор 1 служит для превращения твердого топлива в горючий газ. В качестве топлива в данном типе газогенератора

употребляются древесные чурки. Топливо загружается сверху через люк 2, а воздух для газификации подается вентилятором наддува 3 через фурмы 4. При неработающем вентиляторе воздух поступает в газогенератор под действием разрежения, создаваемого двигателем.

Образовавшийся в генераторе газ идет на питание двигателя, предварительно проходя систему очистки, охлаждения и смесеобразования. Очистка в установке газа от механически взвешенных частиц и паров воды происходит одновременно с охлаждением. Газ из газогенератора идет в грубый очиститель — циклон 5, где освобождается от мелких угольков, частиц золы; температура его здесь незначительно понижается. Далее газ поступает в охладитель 6, где температура его значительно снижается. Охладитель выполнен в виде нескольких последовательно включенных тонкостенных стальных труб. На выходе из охладителя температура газа близка к точке росы для водяных паров; поэтому, проходя через тонкий очиститель 7, газ теряет воду, которая конденсируется на металлических кольцах 6 и стекает в низ очистителя, из которого вода при неработающем двигателе может вылиться через трубку 9. В тонком очистителе газ освобождается от самых мелких частиц. Очищенный и охлажденный газ поступает к смесителю 10, где смешивается с воздухом и направляется через впускной трубопровод в цилиндры двигателя.

Для розжига газогенератора служит электровентиль 11, при помощи которого газ может быть подан в подогреватель 12 двигателя. Газ, сгорая в подогревателе, испаряет залитую в нем воду. Пар идет на разогрев холодного двигателя при пуске, а горячие газы от горения поступают под картер и обогревают его. Таким образом, электровентиль 11 служит для розжига газогенератора и разогрева двигателя, а вентилятор 3 — для наддува. Как видно из краткого обзора, современная газогенераторная установка представляет довольно сложную систему.

26.3. Топливо для автотракторных газогенераторов

К качеству топлива, применяемого при газификации в автотракторных газогенераторах, предъявляются следующие требования:

- высокая реакционная способность, обеспечивающая быстрый пуск в ход и устойчивость процесса газификации;
- низкая стоимость по сравнению со стандартными жидкими топливами;
- определенная влажность, соответствующая условиям работы в данных конструкциях газогенераторных установок;
- малая зольность и значительная тугоплавкость золы;
- минимальное содержание серы;
- определенные размеры кусков;
- возможно большая насыпная масса и большая теплотворная способность;
- достаточная механическая прочность топлива, предотвращающая измельчение его при встряхивании машины.

Разнообразные виды твердого топлива в различной мере удовлетворяют условиям газификации. Наилучшими видами топлива являются древесная чурка, древесный уголь и древесноугольные брикеты. В соответствующих конструкциях газогенераторов с успехом можно также использовать малозольный торф, торфяной кокс, бурый уголь, антрацит и другие сорта топлива, удовлетворяющие в известной мере указанным выше условиям.

В лесной промышленности в качестве топлива для газогенераторных машин применяются в основном древесная чурка, в меньшей степени швырковые дрова и древесный уголь.

Древесина самых разнообразных пород, доведенная до абсолютно сухого состояния, имеет почти одинаковый элементарный состав.

В среднем элементарный состав органической массы древесины в процентах (по массе) следующий: углерода — 50, водорода — 6, кислорода — 43, азота — 1.

Влажность древесины изменяется в широких пределах. Измерителями служат абсолютная влажность $W_{\text{абс}}$ и относительная влажность $W_{\text{отн}}$, выражаемые в процентах.

Обозначим массу древесины в исходном состоянии (с влагой) через G_1 , а массу древесины, высушенной до абсолютно сухого состояния через G_2 , тогда получим:

$$W_{\text{абс}} = \frac{G_1 - G_2}{G_2} 100; \quad (26.1)$$

$$W_{\text{отн}} = \frac{G_1 - G_2}{G_1} 100.$$

Пересчет относительной влажности в абсолютную и наоборот производится по выражениям:

$$W_{\text{абс}} = \frac{W_{\text{отн}}}{100 - W_{\text{отн}}} 100; \quad (26.2)$$

$$W_{\text{отн}} = \frac{W_{\text{абс}}}{100 - W_{\text{абс}}} 100. \quad (26.3)$$

Свежесрубленная древесина имеет абсолютную влажность от 60 до 118%. Наименьшая влажность наблюдается у свежесрубленной древесины в августе. В это время влажность березы и осины составляет 60–64%, а ели и сосны 78–80%. Абсолютная влажность древесных чурок для большей части серийных автотракторных газогенераторов не должна превышать 22%, и только для конструкций, в которых предусмотрен отвод паров из бункера, можно применять топливо повышенной влажности. Для серийных газогенераторов древесина разделяется на чурки с размерами по толщине и ширине 3–6 см и по длине 4–7 см. Имеются опытные газогенераторы, работающие на швырковых дровах повышенной влажности.

Хотя различные породы дерева и имеют почти один и тот же элементарный состав в абсолютно сухом состоянии, они в весьма различной степени пригодны для газификации в автотракторных газогенераторах. Древесина твердых пород (береза, дуб, бук, лиственница) лучше в том отношении, что, обладая большей плотностью, обеспечивает при одном и том же количестве заправленного топлива больший запас хода машины, чем древесина мягких пород.

Заготовленная газогенераторная чурка обычно сушится в естественных условиях. В некоторых случаях применяется искусственная сушка в сушилках, что удорожает топливо.

Насыпная плотность газогенераторной чурки следующая (в кг/м³):

березы, лиственницы, клена, бука, вяза	360
сосны	250
осины, пихты, ели, кедра, ольхи, липы	220

Древесный уголь является высококачественным видом топлива для приспособленных к нему автотракторных газогенераторов. Уголь можно легко получить из имеющихся отходов при лесоза-

готовительных работах. Из отходов углежжения (мелочи древесного угля со связующим) могут быть изготовлены брикеты, представляющие большую ценность как высококачественное топливо для приспособленных к нему автотракторных газогенераторов.

26.4. Физико-химическая сущность процесса газификации

Газификация протекает в слое топлива, между частицами которого проходит газовый поток, унося с собой продукты реакции и подавая воздух и пары воды. Слой топлива по существу не является неподвижным, так как его частицы газифицируются или выгорают, и для поддержания процесса слой восполняется новыми частицами. Таким образом, при непрерывности процесса наряду с газовым потоком возникает поток частиц топлива, пополняющих израсходованные на газификацию. Для создания газового потока используется разрежение, создаваемое двигателем, или же при наддуве источником движения служит перепад давлений, создаваемый вентилятором.

Слой топлива в автотракторных газогенераторах движется под действием силы тяжести. Этим объясняется, что различного типа газогенераторы имеют один и тот же вид вертикально поставленного цилиндра с нисходящим потоком топлива. Слой топлива, где протекают основные процессы газификации, называется активной зоной.

В зависимости от направления газового потока по активной зоне газогенераторы разделяются на следующие типы: прямого процесса, обращенного процесса, горизонтального процесса.

Рассмотрим работу газогенератора прямого процесса (рис. 26.2, а). Воздух входит в активную зону через патрубок 1 и колосниковую решетку 2, а газы отбираются сверху. Основные процессы газификации совершаются в камере газификации 3, имеющей футеровку. Топливо загружается в бункер 4 газогенератора, снабженный в верхней части загрузочным цилиндром 5 с загрузочным люком 6.

Кислород воздуха, реагируя с углеродом топлива, не может израсходоваться в первом ряду частиц, а расходуется на известном

протяжении активной зоны. Участок горящего слоя топлива, в пределах которого расходуется основная масса кислорода и выделяется основное количество тепла, называется зоной горения, или кислородной зоной — *I*. Окислительные процессы, идущие в зоне горения, можно представить в виде следующих реакций:

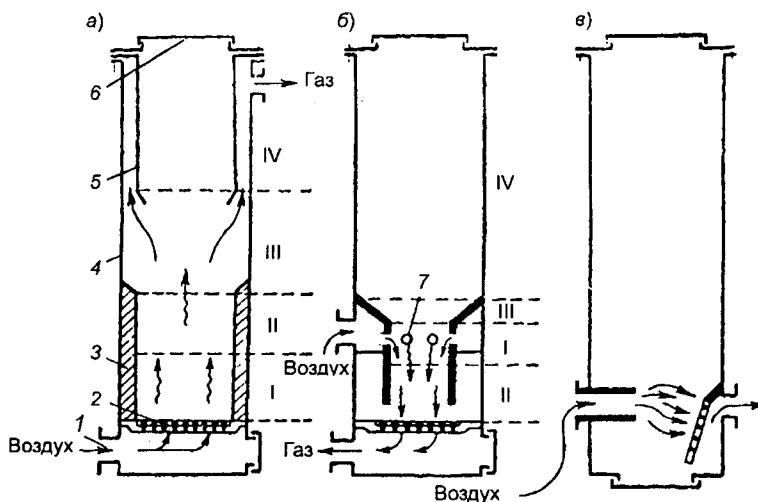
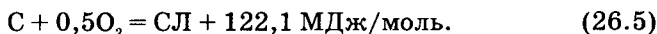
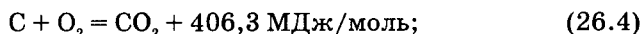


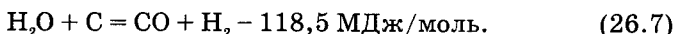
Рис. 26.2. Схема процесса газификации в газогенераторах:

- а* — газогенератор прямого процесса; *б* — газогенератор обратного процесса;
в — газогенератор горизонтального процесса; 1 — воздушный патрубок;
 2 — колосниковая решетка; 3 — камера газификации; 4 — бункер;
 5 — загрузочный цилиндр; 6 — загрузочный люк; 7 — фурма; *I* — зона горения;
II — зона восстановления; *III* — зона сухой перегонки; *IV* — зона подсушки

Реакции (26.4) и (26.5) экзотермические, т. е. протекают с выделением тепла, в результате чего температура кислородной зоны поднимается до 1500° и выше. В связи с тем, что в газогенераторах прямого процесса практикуется подача с дутьем воды (пара), указанная температура колеблется от 1200 до 1700° , в зависимости от сорта топлива и количества подаваемого пара. Ос-

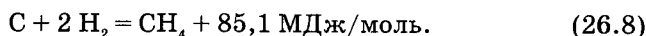
новным продуктом деятельности зоны горения является CO_2 и выделяющееся тепло.

Оксид углерода в генераторном газе образуется в основном в результате следующих реакций, протекающих в так называемой зоне восстановления — II:

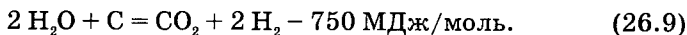


Реакции (26.6) и (26.7) — эндотермические, т. е. идут с поглощением тепла, выделившегося в зоне горения.

Параллельно указанным реакциям идет образование метана:



При избытке воды возможна реакция:



В связи с протеканием эндотермических реакций температура зоны восстановления находится в пределах $700-1100^\circ$.

Зона горения и зона восстановления составляют активную зону газогенератора. Выше активной зоны расположена зона сухой перегонки — III и зона подсушки — IV. В зоне сухой перегонки образуются различные продукты, в том числе из древесины: древесный уголь, вода, смолы, кислоты и газы. В зоне подсушки выделяются пары воды. Температура в зоне сухой перегонки $250-500^\circ$, в зоне подсушки $100-150^\circ$.

Генераторный газ представляет собой смесь газов и паров, образующихся во всех зонах. В состав газа входят следующие основные компоненты: CO , H_2 , CH_4 , CO_2 и N_2 . Кроме того, газ несет с собой пары воды, смолы, кислоты и пыль. Горючими составляющими генераторного газа являются CO , H_2 и CH_4 . Смолы, кислоты, вода и пыль являются вредными примесями газа. Газогенераторы прямого процесса дают газ с большим количеством вредных для работы двигателя примесей (смолы, кислоты); в связи с этим они непригодны для получения силового газа из битуминозных (смолодержащих) топлив, например из древесины. Очистка газа от смол и кислот, вполне возможная на стационарных установках, весьма затруднительна на автомобиле и тракторе. Поэтому в автотракторных газогенераторах прямого процесса используют только бессмольные сорта топлива (древесный уголь, кокс и др.).

Основным преимуществом автотракторных газогенераторов обращенного процесса является возможность газифицировать в них битуминозные сорта топлива, получая при этом газ с содержанием смол в количестве, не влияющем вредно на работу двигателя. В газогенераторах обращенного процесса воздух поступает не снизу, а сверху активной зоны, например через фурмы 7 (см. рис. 26.2б). Следовательно, зона горения *I* находится над зоной восстановления *II*. Выше зоны горения располагаются зоны сухой перегонки *III* и подсушки *IV*. Газообразование по отдельным зонам происходит аналогично описанному для газогенераторов прямого процесса, но продукты сухой перегонки и подсушки, не имея выхода сверху, проходят через активную зону. При этом органические кислоты и смолы разлагаются под действием высокой температуры, давая горючие газы, или сгорают. Газогенераторы обращенного процесса в присадке воды не нуждаются, так как пары поступают в активную зону из бункера непосредственно.

Газогенераторы горизонтального процесса (см. рис. 26.2в) имеют сопло, подводящее дутье в толщу активной зоны, и газоотбор через колосниковую решетку с противоположной стороны. Эти газогенераторы отличаются весьма компактной активной зоной, работающей на повышенном тепловом режиме. В качестве топлива могут употребляться только бессмольные сорта (древесный уголь, торфяной кокс, антрацит). Такие газогенераторы отличаются простотой, легкостью и быстрым пуском в ход. Из всех типов наибольшее распространение на автомобилях и тракторах получили газогенераторы обращенного процесса, работающие на древесной чурке.

26.5. Расчет основных показателей процесса газификации

К основным показателям процесса газификации относятся: выход генераторного газа из 1 кг топлива; содержание паров в газе по выходе из газогенератора; количество воздуха, расходуемое на образование 1 м³ газа; расход воздуха на газификацию 1 кг топлива; вес полученного генераторного газа; низшая теплотворная способность газа и коэффициент полезного действия газогенератора.

Расчет показателей процесса газификации с достаточной для практики точностью ведут, задавшись составом генераторного газа и топлива.

Пусть в одном килограмме топлива в рабочем состоянии содержится углерода C^p кг, водорода H^p кг, кислорода O^p кг, азота N^p кг, серы S^p кг, золы A^p кг и воды $0,01W_{отн}$ кг, то есть:

$$C^p + H^p + O^p + N^p + 0,01W_{отн} = 1 \text{ кг.} \quad (26.10)$$

Содержание серы в топливе для автотракторных газогенераторов должно быть минимальным. Исходя из этого, в расчетах пренебрегаем незначительным количеством серы.

Состав генераторного газа в зависимости от рода газифицируемого топлива и типа газогенератора выбирают на основании результатов испытаний конструкций, близких к проектируемой.

В табл. 26.1 приводится состав газа для некоторых газогенераторов по экспериментальным данным.

Таблица 26.1

Состав генераторного газа

Топливо	Тип газогенератора и процесса	Состав сухого газа в % по объему						Примечание
		CO	H ₂	CH ₄	O ₂	CO ₂	N ₂	
Березовая чурка	Обращенный	20,5	16,0	1,0	0,5	9,0	53,0	Без наддува
Дрова-смесь $W_{\text{дв}} = 80\%$	Обращенный	17,9	16,2	0,5	0,1	11,1	54,2	С наддувом и выпуском пара
Чурка-смесь	Обращенный	15,9	13,2	1,0	0,3	11,5	58,1	Без наддува
Древесный уголь	Горизонтальный	31,5	5,0	2,0	0,1	2,0	59,4	Без подачи воды
Древесный уголь	Прямой	27,1	12,9	3,35	0,2	5,75	50,7	Подача воды 0,4 кг на 1 кг топлива

Во всех последующих выводах компоненты газовой смеси CO, H₂, CH₄, O₂, CO₂ и N₂ выражены в процентах по объему.

Определим выход сухого генераторного газа из 1 кг топлива в рабочем состоянии.

Количество углерода, перешедшего в газ из топлива, будет:

$$C_1 = C^p - C_n, \quad (26.11)$$

где C^P — содержание углерода в топливе в кг; C_n — потери углерода на сажу, пыль и провалы в зольник (C_n — можно принять от 0,015 до 0,020 кг/кг).

В каждом кубическом метре газа содержится углерода:

$$C_2 = \frac{12(CO + CO_2 + CH_4)}{22,4 \cdot 100} \text{ кг/м}^3, \quad (26.12)$$

где 22,4 — объем 1 моля газа в м³ при температуре 0°C и 760 мм рт. ст.; 12 — молекулярный вес углерода.

Выход газа из 1 кг топлива определится из выражения:

$$V_r = \frac{C_1}{C_2} = \frac{2240(C^P - C_n)}{12(CO + CO_2 + CH_4)} = \frac{186,7(C^P - C_n)}{CO + CO_2 + CH_4} \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (26.13)$$

Данный объем отнесен к 0°C и 760 мм рт. ст., т. е. к нормальным физическим условиям.

Переходим к определению содержания паров воды в газе при выходе из газогенератора.

Источниками влаги в газе служат: гигроскопическая влага топлива, влага от сгорания водорода топлива и пары; поданные с дутьем. Произведем подсчет на 1 кг топлива в рабочем состоянии. Количество влаги гигроскопической от сгорания водорода и от паров, вводимых с дутьем, составит:

$$\frac{W_{\text{отн}}}{100 \cdot 18} + \frac{H^P}{2} + \frac{G_v}{18} \text{ молей/кг}, \quad (26.14)$$

где $W_{\text{отн}}$ — относительная влажность топлива; H^P — содержание водорода в топливе в кг; G_v — масса воды, подаваемой с воздухом, в кг на 1 кг топлива.

Часть этих водяных паров, проходя через активную зону, образует H_2 и CH_4 в количестве $\frac{(H_2 + 2CH_4)V_r}{22,4 \cdot 100}$ молей на 1 кг топлива.

Подсчет в молях ведется потому, что количество образовавшегося водорода в молях равно количеству воды в тех же единицах, затраченных на реакцию. Количество оставшейся в газе воды равно:

$$\frac{W_{\text{отн}}}{100 \cdot 18} + \frac{9H^P}{18} + \frac{G_v}{18} - \frac{(H_2 + 2CH_4)V_r}{22,4 \cdot 100} \text{ молей/кг}. \quad (26.15)$$

В пересчете на размерность (в кг/м³) это дает:

$$\begin{aligned} \text{H}_2\text{O} = \frac{1}{V_r} (0,01 W_{\text{отн}} + 9 \text{H}^p + G_r) - \\ - 0,00804 (\text{H}_2 + 2\text{CH}_4) \text{ кг/м}^3. \end{aligned} \quad (26.16)$$

Это количество воды приходится на 1 м³ сухого генераторного газа, отнесенного к нормальным физическим условиям.

Выход влажного газа на 1 кг топлива составит:

$$W = V_r (1 + 1,245 \text{H}_2\text{O}) \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (26.17)$$

Найдем количество воздуха, расходуемое на образование 1 м³ сухого газа.

Пренебрегая незначительным количеством азота, содержащегося в топливе, считаем весь азот газа полученным из воздуха. В этом случае расход воздуха составит:

$$L = \frac{N_2}{100 \cdot 0,79} = \frac{N_2}{79} = 0,0127 N_2 \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (26.18)$$

Расход воздуха на газификацию 1 кг топлива составит:

$$L_1 = L V_r = 0,0127 N_2 V_r \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (26.19)$$

Вес 1 м³ сухого генераторного газа в нормальных физических условиях (0°C и 760 мм. рт. ст.) равен:

$$\begin{aligned} \gamma_r = 0,0125 \text{CO} + 0,0009 \text{H}_2 + 0,0072 \text{CH}_4 + \\ + 0,0143 \text{O}_2 + 0,0198 \text{CO}_2 + 0,0125 \text{N}_2 \text{ кг/м}^3. \end{aligned} \quad (26.20)$$

Низшая теплотворная способность газа в нормальных физических условиях составит:

$$H_u = \frac{30,35\text{CO} + 25,70\text{H}_2 + 85,70\text{CH}_4}{4,18} \text{ МДж/м}^3. \quad (26.21)$$

Коэффициент полезного действия газогенератора определится из выражения:

$$\eta_r = \frac{V_r H_u}{Q_n}, \quad (26.22)$$

где Q_n — низшая теплотворная способность топлива в рабочем состоянии, МДж/кг.

На основе приведенных выше расчетов составляется материальный баланс процесса газификации.

Пример. Определить основные показатели процесса газификации березовой чурки следующего состава: $C^p = 0,4$; $H^p = 0,049$; $O^p = 0,335$; $N^p = 0,008$; $A^p = 0,008$; $0,01 W_{отн} = 0,200$ с получением газа содержащего: $CO = 20,5\%$; $H_2 = 16,0\%$; $CH_4 = 1,0\%$; $O_2 = 0,5\%$; $CO_2 = 9\%$ и $N_2 = 53,0\%$.

1. Выход газа из 1 кг топлива при $C^p = 0,4$ и $C_n = 0,020$ определится из выражения (26.13):

$$V_r = \frac{186,7(C^p - C_n)}{CO + CO_2 + CH_4} = \frac{186,7(0,400 - 0,020)}{20,5 + 9,0 + 1,0} = 2,33 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2. Содержание воды в газе (без учета подачи воды с воздухом) при $H^p = 0,049$ определим из выражения (26.16):

$$H_2O = \left(\frac{1}{V_r} 0,01 W_{отн} + 9H^p \right) - 0,00804(H_2 + 2CH_4);$$

$$H_2O = \frac{1}{2,33} (0,01 \cdot 20 + 9 \cdot 0,049) - 0,00804 (16,0 + 2 \cdot 1,0) = 0,130 \text{ кг/м}^3.$$

3. Расход воздуха на газификацию 1 кг топлива найдем из выражения (26.19):

$$L_1 = 0,0127N_2 V_r - 0,0127 \cdot 53 \cdot 2,33 = 1,57 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

4. Массу 1 м³ сухого генераторного газа в нормальных физических условиях определим по выражению (26.20):

$$\gamma_r = 0,0123 \cdot 20,3 + 0,0009 \cdot 16,0 + 0,0072 \cdot 1,0 + 0,0143 \cdot 0,5 + 0,0198 \cdot 9,0 + 0,0123 \cdot 53,0 = 1,13 \text{ кг/м}^3.$$

5. Материальный баланс на 1 кг топлива:

П р и х о д (в кг);

Масса топлива в рабочем состоянии	1,000
Масса сухого воздуха (1,57 · 1,29)	2,020
Итого	3,020

Р а с х о д (в кг):

Масса сухого газа (1,13 · 2,33)	2,630
Содержание воды в газе (0,13 · 2,33)	0,304
Масса золы	0,008
Потери углеводов C_n	0,020
Итого	2,962

Невязка между приходом и расходом ($3,020 - 2,962 = 0,058$), составляющая 1,9%, происходит вследствие неточности анализов топлива и газа.

26.6. Определение основных размеров газогенератора

Производительность газогенератора определяется в зависимости от параметров двигателя, для питания которого он рассчитывается. Пусть D и S — диаметр и ход поршня, м; i — число цилиндров; n — частота вращения коленчатого вала; η_v — коэффициент наполнения. Расход газовойоздушной смеси $Q_{см}$ для четырехтактного двигателя составит:

$$Q_{см} = \frac{\pi D^2}{4} S i \eta_v \frac{n}{2} 60 \text{ м}^3/\text{час}, \quad (26.23)$$

но

$$Q_{см} = Q_{газ} + Q_{газ} L_0 \alpha, \quad (26.24)$$

где $Q_{газ}$ — расход газа двигателем в $\text{м}^3/\text{час}$; α — коэффициент избытка воздуха; L_0 — теоретическое количество воздуха для сгорания газа, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$L_0 = \frac{1}{21} [0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 - \text{O}_2] \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Следовательно:

$$Q_{газ} = \frac{Q_{см}}{1 + L_0 \alpha}. \quad (26.25)$$

Из выражений (26.23) и (26.25) получим:

$$Q_{газ} = \frac{1}{1 + \alpha L_0} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S i \frac{n}{2} 60 \text{ м}^3/\text{час}. \quad (26.26)$$

Данный расход газа отнесен к тем же физическим условиям, что и коэффициент наполнения η_v .

Для приведения к нормальным физическим условиям служит следующее выражение:

$$Q'_{газ} = Q_{газ} \frac{273}{T_0} \cdot \frac{P_0}{1,033} \text{ м}^3/\text{час}, \quad (26.27)$$

где T_0 и P_0 должны быть взяты такими же, как температура и давление, принятые при определении η_v .

Расход твердого топлива двигателем определится из выражения:

$$G = \frac{Q'_{\text{газ}}}{V_r} \text{ кг/час.} \quad (26.28)$$

Удельный расход твердого топлива составит:

$$g = \frac{G}{N_e} \text{ кВт} \cdot \text{ч}, \quad (26.29)$$

где N_e — эффективная мощность двигателя.

Эффективная мощность двигателя N_e определяется методом теплового расчета. Коэффициент наполнения η_o для газогенераторных двигателей колеблется от 0,65 до 0,75. Расход топлива в эксплуатации будет менее расчетного, так как двигатель обычно работает на прикрытых дросселях. Для получения эксплуатационного расхода необходимо вводить поправку на степень использования мощности.

Переходим к определению основных размеров камеры газификации.

Основными размерами камеры газификации являются ее высота и диаметр. Высота камеры определяет собой необходимую и достаточную для завершения процесса толщину слоя топлива, т. е. размер активной зоны по высоте. Диаметр камеры определяет возможную производительность генератора.

Проф. Н. П. Вознесенским доказано, что реакции газификации протекают на поверхности топлива. Внутренние области частиц в активной зоне реакцией не охватываются. Поэтому производительность процесса пропорциональна не объему слоя, а его поверхности.

Измерениями экспериментально были найдены величины удельной поверхности слоя b :

для древесного угля

$$b = 1,2 \frac{\pi}{d} \text{ м}^2/\text{м}^3;$$

для кокса

$$b = 0,72 \frac{\pi}{p} \text{ м}^2/\text{м}^3,$$

где d — средний диаметр частиц, найденных экспериментально.

Высота активной зоны с известным приближением может быть подсчитана по формулам:

для средних температур кислородной зоны 1500°C и зоны восстановления 1000°C

$$H = \frac{25,9}{b} \text{ м}; \quad (26.30)$$

для средних температур кислородной зоны 1200°C и зоны восстановления 850°C

$$H = \frac{32,4}{b} \text{ м}. \quad (26.31)$$

Первый случай со средней температурой кислородной зоны 1500° приближается к условиям воздушной газификации древесного угля (без присадки воды). Второй случай с температурой кислородной зоны 1200°C соответствует средним условиям газификации древесины стандартной влажности в газогенераторах обратного процесса.

Для примера результаты вычислений активных зон для газификации древесины и древесного угля приведены в табл. 26.2.

Таблица 26.2

Высота активной зоны

Средний диаметр частиц топлива в активной зоне, мм	Удельная поверхность слоя b , $\text{см}^2/\text{см}^3$	Высота активной зоны в мм при средних температурах зоны горения и зоны восстановления	
		1500 и 1000°C	1200 и 850°C
5	5,50	47	59
10	3,50	74	93
15	2,49	104	130
20	1,87	138	173
25	1,49	174	217
30	1,25	207	260
35	1,08	240	300
10	0,90	270	338
45	0,86	301	377
50	0,77	336	422
55	0,71	365	457

Таким образом, если при газификации древесины при температурах зоны 1200 и 850°C средний размер частиц, угля, например, 30 мм, то высота активной зоны будет 260 мм. Опыт показал, что для газификации кускового торфа и торфяного кокса высота активных зон может быть принята такая же, как для древесного угля. Высота же зоны для ископаемых топлив увеличивается в связи с образованием шлака. Приблизительно можно принять коэффициенты увеличения по сравнению с размерами соответствующих активных зон древесного угля: для антрацита 1,8, для бурого угля и многозольного кокса — 1,3.

Высота активной зоны и определяет высоту камеры газификации.

Диаметр камеры газификации D_1 (рис. 26.3) подсчитывается по формуле:

$$D_1 = 113 \sqrt{\frac{G}{q}} \text{ см}, \quad (26.32)$$

где G — расход твердого топлива двигателем, кг/час; q — напряженность горения, кг/м² час.

Для древесных чурок $q = 500 \dots 900$ кг/м² час; для древесного угля $q = 200 \dots 500$ кг/м² час; для антрацита $q = 200 \dots 300$ кг/м² час.

Камера газификации газогенератора обращенного процесса, рассчитанного на смолистое топливо, имеет горловину диаметром D_2 (рис. 26.3). Для лучшего разложения смол диаметр горловины делается значительно менее D_1 , однако слишком малый D_2 создает большое сопротивление прохождению газа. Нецелесообразно делать D_2 таким, чтобы действительная скорость газа в горловине превышала 20 м/сек. Для древесночурочных газогенераторов

$$\frac{D_1}{D_2} = 1,6 \dots 2,3.$$

Расстояние от плоскости, проходящей через оси фурм до горловины, для обычных древесночурочных автотракторных газогенераторов берется 100...150 мм.

Число и размер фурм определяется условиями равномерного охвата активной зоны дутьем и принятой скоростью входа воздуха.

Для газогенераторов обращенного процесса число фурм берется от 5 до 12. Скорость входа воздуха (действительная) $v = 20 \dots 30$ м/сек.

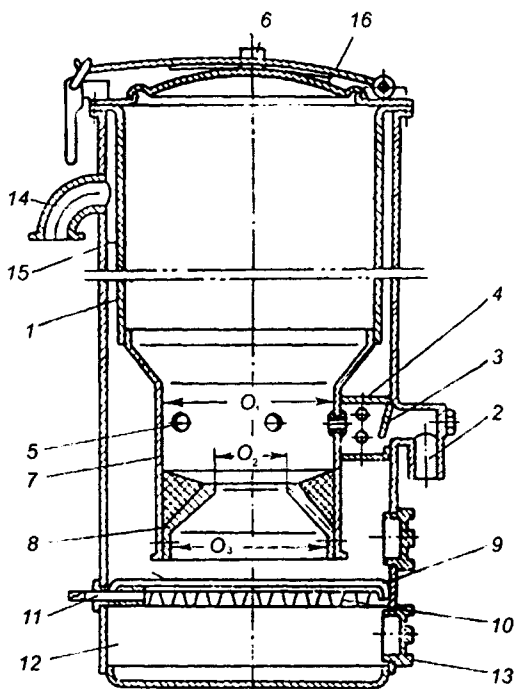


Рис. 26.3. Схема газогенератора УралЗИС-352:

- 1 — бункер; 2 — воздушный патрубок; 3 — обратный клапан;
 4 — воздухораспределительная коробка; 5 — фурма; 6 — патрубок парогазовой смеси; 7 — камера газификации; 8 — вкладыш камеры газификации;
 9 и 10 — неподвижная и подвижная колосниковые решетки; 11 — валик;
 12 — зольник; 13 — люк; 14 — патрубок газа;
 15 — козырек; 16 — загрузочный люк

Суммарное проходное сечение фурм или сопла определится из формулы:

$$f = 2,78 \frac{L'_{\text{час}}}{v} \text{ см}^2. \quad (26.33)$$

Часовой расход воздуха через фурмы с поправкой на температуру подогрева $t^{\circ}\text{C}$ — $L'_{\text{час}}$ равен:

$$L'_{\text{час}} = Q_{\text{газ}} L_0 \frac{273+t}{273} \text{ м}^3/\text{час}, \quad (26.34)$$

где $Q_{\text{газ}}$ — расход газа, отнесенный к нормальным физическим условиям, $\text{м}^3/\text{час}$; L_0 — количество воздуха, необходимое на образование 1 м^3 газа, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

Объем бункера определяется из выражения:

$$V_6 = \frac{Gz'}{\gamma} \text{ м}^3, \quad (26.35)$$

где G — расход твердого топлива, $\text{кг}/\text{час}$; z' — максимальное число часов работы на одной загрузке; γ — насыпной вес топлива, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Диаметр газопровода равен:

$$d = 0,14 \sqrt{\frac{Q'_{\text{газ}}(273+t)}{v_1}} \text{ см.} \quad (26.36)$$

В этом выражении:

$Q'_{\text{газ}}$ — расход газа при 0°C и 760 рт. ст.;

t — температура газа в рассчитываемом сечении газопровода, $^\circ\text{C}$;

v_1 — допустимая скорость газового потока, равная $10\ldots 12 \text{ м}/\text{сек}$.

26.7. Охлаждение, очистка газа и смесеобразование

При выходе из активной зоны газ имеет высокую температуру, порядка 600° . Если теплосодержание газа не используется для подогрева топлива в бункере или воздуха, идущего на газификацию, на выходе из генератора температура газа снижается незначительно.

При полном обогреве бункера эта температура может снизиться до $120\text{--}180^\circ$, и все же она слишком высока для использования газа в двигателе. Повышенная температура газа ведет к понижению объемной теплотворной способности и падению мощности двигателя. Кроме того, пребывание газа в температурном интервале $400\text{--}600^\circ$ может сопровождаться протеканием обратных реакций с выделением сажи и уменьшением его теплотворной способности. В условиях работы на тракторе и автомобиле для охлаждения газа может быть использован только окружающий воздух. При таких условиях температура охлажденного газа всегда будет превышать температуру окружающей среды в среднем на $20\ldots 30^\circ$.

На рис. 26.4 изображены наиболее распространенные типы охладителей газа. Охладитель газа радиаторного типа (рис. 26.4а) имеет развитую поверхность в виде тонких трубок 1, соединяющих нижний 2 и верхний 3 резервуары. Нижний резервуар имеет пробки 4 для спуска конденсата и перегородку 5, а верхний резервуар — люки 6 для чистки.

Охладитель радиаторного типа ставится перед радиатором трактора и автомобиля; удельная поверхность охлаждения составляет около $0,04...0,05 \text{ м}^2/\text{кВт}$. Охладитель типа УралЗИС-352 (рис. 26.4б) состоит из четырех соединенных последовательно тонкостенных груб 7 с люками 8 для чистки. Газоохладитель такого типа хуже омывается окружающим воздухом, чем описанный выше, так как расположен под кузовом. Удельная поверхность охлаждения подобных охладителей должна быть $0,07...0,08 \text{ м}^2/\text{кВт}$. Охлаждение газа в охладителях не заканчивается и продолжается в газоочистителях. В ряде конструкций вообще нет специальных охладителей, а охлаждение происходит одновременно в особых охладителях — очистителях.

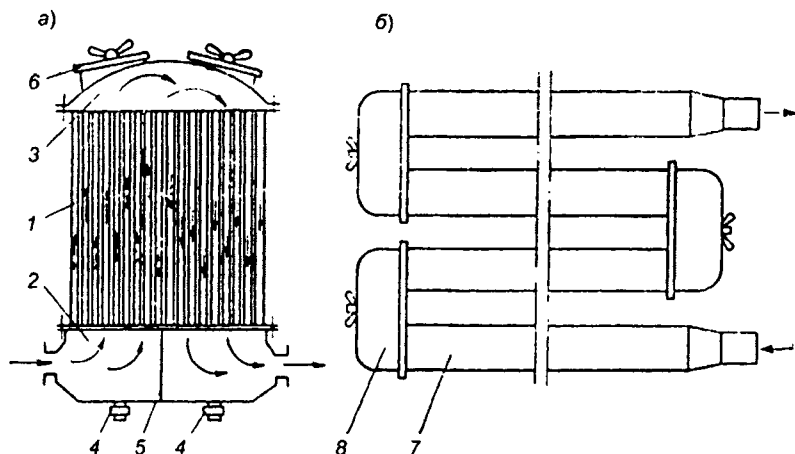


Рис. 26.4. Газоохладители:

- а — радиаторного типа; б — типа УралЗИС-352; 1 — трубки охлаждения;
2 и 3 — нижний и верхний резервуары; 4 — пробка; 5 — перегородка;
6 — люки для чистки; 7 — тонкостенная труба; 8 — люк

В газе на выходе из газогенератора могут быть следующие вредные для работы двигателя примеси: вода, пыль, смола, органические кислоты и соединения серы.

Вода забрасывает свечи и вредно действует на металл. Наиболее рациональное средство получения газа с малым содержанием влаги — употребление сухого топлива. При необходимости употребления влажного топлива производят отгонку воды из бункера газогенератора. Один из способов отбора влаги из бункера заключается в том, что в верхней части бункера 1 (рис. 26.5а) находится конденсационная рубашка 2 с рядом отверстий, через которые пары проходят и конденсируются на холодной стенке бункера. Конденсат, стекая, удаляется через трубу 3 с гидравлическим затвором.

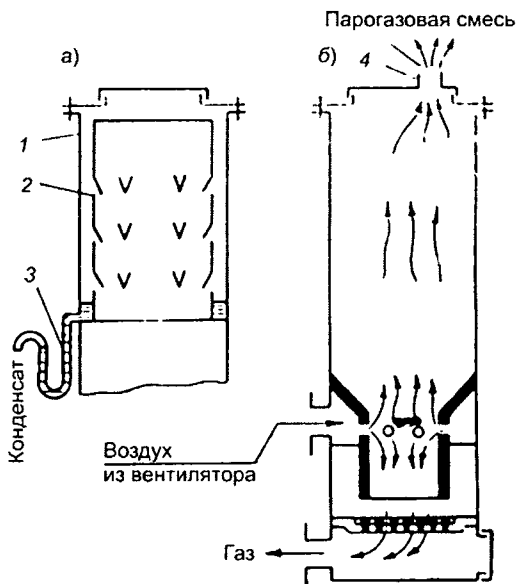


Рис. 26.5. Схема отбора воды из бункера:

- а — конденсационной рубашкой; б — отгонкой паров наддувом; 1 — бункер;
 2 — конденсационная рубашка; 3 — труба отвода конденсата;
 4 — патрубок парогазовой смеси

Второй способ заключается в отгонке паров из бункера при помощи наддува воздуха вентилятором в воздушный пояс газогенератора.

нератора (рис. 26.56). Воздух, пройдя фурмы, образует два газовых потока: один идет вниз через активную зону для газообразования, другой — вверх на сушку топлива. Парогазовая смесь удаляется из верхней части бункера через патрубок 4. Последний способ весьма эффективен, но связан с возможностью отравления обслуживающего персонала ядовитой парогазовой смесью, идущей из бункера, и с повышенным расходом горючего. Первый способ мало эффективен. Газ несет с собой до $3...3,5 \text{ г/м}^3$ пыли, что совершенно недопустимо. Содержание пыли от $0,06$ до $0,15 \text{ г/м}^3$ почти не отражается на работе автотракторных двигателей. Желательно добиваться очистки газа от пыли до $0,03 \text{ г/м}^3$. Газоочистители существуют различных типов. Наиболее часто употребляемые типы очистителей приведены на рис. 26.6. Для освобождения газового потока от взвешенных частиц часто используют силы тяжести, силы инерции вращающихся масс и силы инерции поступательно движущихся масс. Очистители, в которых пыль улавливается при помощи этих сил, называются динамическими. На рис. 26.6а приведен тип динамического очистителя, использующего центробежную силу инерции и силу тяжести, так называемый циклон. В корпусе 1 циклона находится рабочая камера 2 с конической нижней частью 3. Газ входит по касательной к камере через входную трубу 4 под некоторым углом к вертикальной оси и делает несколько оборотов вокруг центральной газоотводной трубы 5. Взвешенные частицы отбрасываются к периферии и падают под действием тяжести через коническую часть в отстойник циклона, откуда вычищаются через люк 6. Очищенный газ идет по трубе 5.

Инерционный очиститель (см. рис. 26.6б) имеет ряд перфорированных перегородок 8, отверстия в соседних перегородках не совпадают, в силу чего пылинки, ударяясь о стенку, теряют скорость и падают на дно. Для очистки служит люк 9, через который можно вынуть всю секцию дисков.

Динамические очистители служат для предварительной очистки и называются грубыми очистителями.

Тонкая (или окончательная) очистка газов производится обычно в поверхностном очистителе, заполненном металлическими кольцами (см. рис. 26.6в). В корпусе 10 цилиндрического вертикального очистителя на сетках располагаются два слоя металлических

колец 11, образующих большую поверхность, омываемую газом. Газ входит снизу через патрубок 12, оставляя на холодных кольцах пленку конденсата. Излишняя, не удержавшаяся на кольцах грязная вода стекает, увлекая осевшие на кольцах пылинки в нижнюю

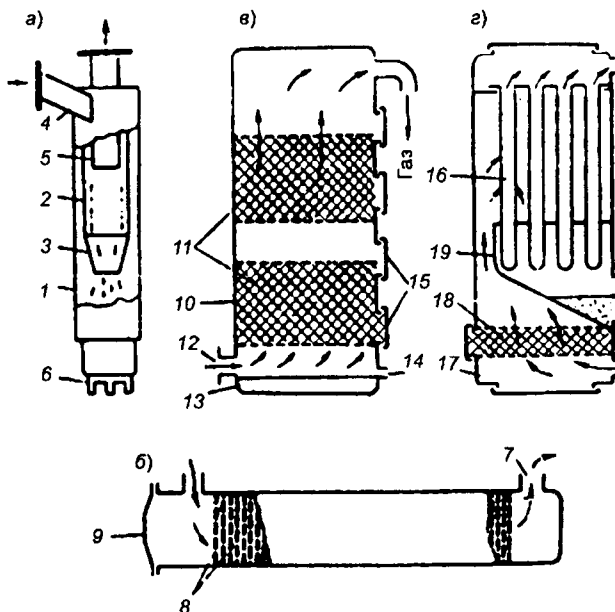


Рис. 26.6. Типы газоочистителей:

а — циклон с отстойником; б — инерционный очиститель; в — поверхностный очиститель с кольцами; г — матерчатый фильтр; 1 — корпус циклона; 2 — рабочая камера циклона; 3 — коническая часть камеры; 4 — полая труба; 5 и 7 — газоотводные трубы, в люк для очистки циклопа; 6 — люк для очистки циклона; 8 — перфорированные перегородки; 9 — люк; 10 — корпус очистителя; 11 — металлические кольца; 12 — входной патрубок; 13 — сборник конденсата; 14 — сливная трубка; 15 — люки; 16 — матерчатые мешки; 17 — корпус очистителя; 18 — насадка очистителя; 19 — колпак очистителя

часть — сборник конденсата 13 очистителя, откуда частично стекает наружу через трубку 14. Большая липкая поверхность колец хорошо улавливает взвешенные в газе пылинки. Засыпают и высыпают кольца через люки 15. Если газ получается достаточно сухой, например при газификации древесного угля, употребляют су-

хие фильтры (рис. 26.6г), где газ фильтруется, проходя через матерчатые мешки 16, расположенные в вертикальном корпусе 17. Насадка 18 служит для предварительной очистки, а колпак 19 для оседания сброшенной с мешков пыли.

Кислоты и соединения серы вредно действуют на металл. Смолы, оседая на поршневых кольцах и стержнях клапанов, мешают их нормальной работе, как бы склеивая их со смежными деталями. Пыль, оседая на трущихся частях двигателя (цилиндры, поршни), способствует их быстрому износу.

На тракторе и автомобиле нет возможности установить сложные и громоздкие очистители, улавливающие смолы, кислоты и серу, поэтому топлива, содержащие смолы и кислоты, газифицируют в газогенераторах обращенного процесса. Топливо с большим содержанием серы вообще непригодно для автотракторных газогенераторов.

Очищенный и охлажденный газ перед поступлением в цилиндры двигателя смешивается с воздухом, образуя горючую смесь. Смесеобразование происходит в смесителях.

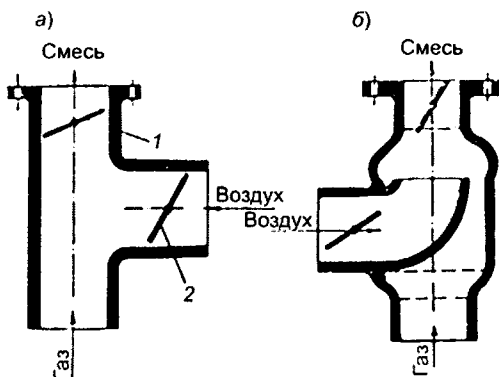


Рис. 26.7. Схема смесителей газа и воздуха:

а — смеситель-тройник; б — эжекционного типа: 1 — дроссельная заслонка; 2 — воздушная заслонка

Наиболее простой тип смесителя представляет собой обыкновенный тройник (рис. 26.7а) с дросселем 1 и воздушной заслонкой 2. В более совершенном смесителе (рис. 26.7б) используется эжектирующий эффект. Для розжига газогенератора применяют

ся электрические вентиляторы и реже ручные. Для наддува служит вентилятор с приводом от двигателя.

26.8. Особенности двигателей, работающих на генераторном газе

По ряду причин мощность карбюраторного двигателя при переводе на газ уменьшается. В этой связи весьма целесообразен выпуск специально газовых двигателей такой мощности, которая необходима для данной машины. Потеря мощности при переводе с бензина на газ происходит в результате меньшей калорийности газозоудушной горючей смеси, вследствие меньшего коэффициента наполнения из-за гидравлического сопротивления газогенераторной установки и повышенной температуры смеси.

Кроме того, мощность двигателя снижается из-за меньшего коэффициента молекулярного изменения у газового двигателя по сравнению с двигателями, работающими на жидком топливе. Бензиновый двигатель, переведенный на питание генераторным газом, теряет мощность. Частично эти потери компенсируют следующим образом:

- для увеличения коэффициента наполнения отключают подогрев смеси, увеличивают сечение впускной системы, а в некоторых случаях применяют наддув;

- в связи с более высокими антидетонационными свойствами газозоудушной смеси газовые двигатели делают с повышенной степенью сжатия.

При проведении указанных мер мощность двигателя на генераторном газе можно получить только на 20% меньшую, чем на бензине. Применяя наддув, можно еще больше приблизить мощность двигателя на газе к мощности на бензине. Двигатели с воспламенением от сжатия без значительных переделок могут работать по так называемому дизель-газовому процессу, когда для воспламенения сжимаемой газозоудушной смеси подается через форсунку минимальное количество топлива.

Количество запального топлива колеблется в пределах от 10 до 20% от расхода при работе на одном только жидком топливе. Основным достоинством указанного способа работы двигателя

является возможность работы как на газе с присадкой пускового топлива, так и на одном жидком топливе.

Недостаток описываемого способа заключается в наличии на одном двигателе двух работающих одновременно систем питания: газовой и жидкотопливной. Это требует применения двух сортов топлива и уменьшает надежность работы двигателя, увеличивая число возможных неисправностей.

Двигатели с воспламенением от сжатия можно также переводить на питание только газовым топливом. Однако указанный перевод связан со значительными переделками двигателя, так как при этом меняется рабочий цикл. Зажигание происходит от электрической искры, а сгорание — при постоянном объеме. Степень сжатия снижается до 7–9.

При переводе на газ дизельных двигателей потери мощности несколько меньше, чем при переводе карбюраторных двигателей на газ. Это объясняется тем, что коэффициент избытка воздуха у дизелей больше, чем у карбюраторных.

ПРИЛОЖЕНИЯ

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ И УСТОЙЧИВОСТИ МАШИН

П.1. Тяговая и динамическая характеристики машины и их анализ

П.1.1. Построение характеристик

Тяговая характеристика представляет собой графическую зависимость $P_a = f(v)$ на различных передачах и является основным документом, характеризующим тягово-динамические качества машины. Расчет тяговой характеристики производится в следующем порядке.

В табл. П.1.1 вносятся значения крутящего момента M_d и частоты вращения двигателя n , найденные при построении внешней характеристики (см. рис. 4.12) и передаточные числа трансмиссии на отдельных передачах. Для построения кривых $P_a = f(v)$ необходимо определить на каждой передаче скорость движения и свободную силу тяги при соответствующей частоте вращения коленчатого вала двигателя. Скорость движения (км/ч) машины определяется по формуле:

$$v = 0,377 \frac{r_d n_e}{i_{тр}}, \quad (\text{П.1.1})$$

где r_d — радиус колеса или звездочки, м; $i_{тр}$ — общее передаточное число трансмиссии на соответствующей передаче.

Показатели тяговой характеристики

n , мин ⁻¹	M , Н·м	$i_{p1} = \dots$								$i_{p2} = \dots$			
		$i_{tp1} = \dots$				$i_{tp2} = \dots$				$i_{tp3} = \dots$			
		v , км/ч	P_k , кН	P_w , кН	P_s , кН	v , км/ч	P_k , кН	P_w , кН	P_s , кН	v , км/ч	P_k , кН	P_w , кН	P_s , кН
$n_{\text{н}}$	$M_{\text{н макс}}$												
...	...												
...	...												
...	...												
$n_{\text{сн}}$	$M_{\text{сн}}$												

Примечание. В таблице i_p — передаточное число раздаточной коробки передач.

Касательная сила тяги:

$$P_k = \frac{M_e i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} (\eta_r)}{r_d}, \quad (\text{П.1.2})$$

где η_r — КПД гусеничного движителя.

Свободная сила тяги (для автомобиля):

$$P_s = P_k - P_w. \quad (\text{П.1.3})$$

где P_w — сопротивление воздушной среды.

$$P_w = \frac{k_b F v_a^2}{13}. \quad (\text{П.1.4})$$

Найденные значения вносятся в табл. П.1.1 и на ее основе строится тяговая характеристика (см. рис. П.1.1).

При анализе тяговых свойств автопоезда удобнее пользоваться динамической характеристикой, выражающей зависимость динамического фактора от скорости движения: $D = f(v)$. Как известно, динамический фактор характеризует удельную свободную силу тяги, которую может развить машина на различных передачах:

$$D = \frac{P_s}{G_a}, \quad (\text{П.1.5})$$

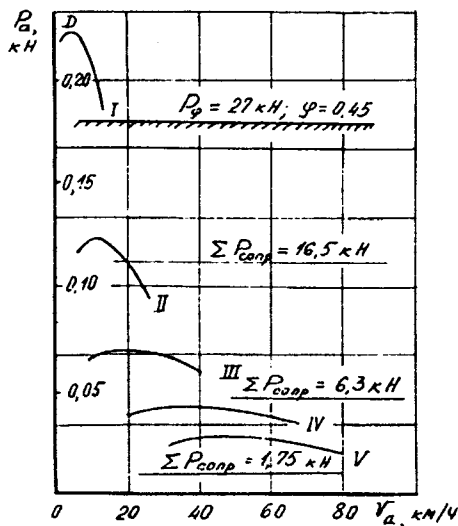
где G_a — полный вес транспортной системы.

Таким образом, динамическая характеристика представляет собой тяговую характеристику, у которой по оси ординат в

Рис. П.1.1. Тяговая
и динамическая
характеристики автомобиля

соответствующем масштабе отложен динамический фактор. Показатели тяговой характеристики могут быть рассчитаны на ЭВМ, программа для которой имеется на кафедре лесных гусеничных и колесных машин СПбГЛТА. Для автопоезда вычерчивается тягово-динамическая характеристика транспортной системы с нанесением масштабов P_a и D (рис. П.1.1).

Тяговая характеристика характеризует способность машины развивать на различных передачах при полной форсировке двигателя предельные значения силы тяги или динамического фактора при соответствующей скорости движения.



П.1.2. Анализ тяговых свойств машины

В условиях эксплуатации возможности движения транспортной системы на той или иной передаче ограничиваются мощностью двигателя (то есть способностью машины развивать на данной передаче силу тяги, равную или больше действующей силы сопротивления) и силами сцепления (то есть возможностью машины реализовать эту силу тяги на ведущих органах без буксования).

Эта взаимосвязь может быть выражена зависимостью:

$$P_{\phi} \geq P_{\kappa} \geq \Sigma P_{\text{сопр}}, \quad (\text{П.1.6})$$

где $\Sigma P_{\text{сопр}}$ — суммарная сила сопротивления дороги (волока).

Очевидно, при равномерном движении $P_a = \Sigma P_{\text{сопр}}$, а при ускоренном $P_a < \Sigma P_{\text{сопр}}$.

Сила тяги по сцеплению зависит от состояния дорожного покрытия и типа движителя, определяющих величину коэффици-

ента сцепления φ , а также от нагрузки, приходящейся на ведущие органы машины $G_{\text{сц}}$:

$$P_{\varphi} = G_{\text{сц}} \varphi. \quad (\text{П.1.7})$$

Анализ зависимости (П.1.6) показывает, что движение транспортно-портной системы на данной передаче возможно при условии, если:

- сумма сил сопротивления $\Sigma P_{\text{сопр}}$ не превосходит по своей величине значения 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 $P_a > \Sigma P_{\text{сопр}}$ и отсутствии ограничений по сцеплению ($\Sigma P_{\text{сопр}} < P_{\varphi}$) обеспечивается ускоренное движение;
- для движения с равномерной скоростью при переменной величине $\Sigma P_{\text{сопр}}$ необходимо корректировать форсировку двигателя изменением подачи топлива автоматически (с помощью регулятора) или вручную (дрессельной заслонкой) в соответствии с изменением $\Sigma P_{\text{сопр}}$ так, чтобы $P_a \geq \Sigma P_{\text{сопр}}$.

Тяговая характеристика выражает способность машины развивать на различных передачах при полной форсировке двигателя 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 карбюраторными двигателями водитель положением дроссельной заслонки приводит в соответствие нагрузку и допустимую скорость движения, стремясь обеспечить экономичный режим работы двигателя на частичных характеристиках.

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 $v = \text{const}$. Таким образом, двигатели машин эксплуатируются обычно на частичных характеристиках по нагрузке (карбюраторные двигатели) или на регуляторных ветвях характеристик (дизельные двигатели). По внешней характеристике двигатель работает 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 автопоезда 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 порожнем состоянием.

В качестве примера рассмотрим некоторые задачи, решаемые с помощью тяговой характеристики.

П.1.3. Лесовозный автопоезд

Исходные данные. Автомобиль с колесной формулой 4К2, весом $G = 50$ кН и тягово-скоростными качествами, характеризующимися тяговой характеристикой (см. рис. П.1.1), 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.

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

$$\Sigma P_{\text{сопр}} = P_r = (G + G_{\text{пр}})f_1 = 700,025 = 1,75 \text{ кН},$$

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

Трогание с места на 2-й передаче должно производиться во избежание буксования при неполном открытии дросселя так, чтобы $P_{\text{с}}^{\text{н}} < P_{\varphi}$. Избыточная сила тяги расходуется на сообщение автопоезду ускорения:

$$P_j \geq (P_{\text{с}}^{\text{н}} = P_{\varphi})P_r = 15,0 - 1,75 = 13,25 \text{ кН};$$

для упрощения расчета, полагая здесь и далее $\delta_{\text{с}} = 1$ и $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, получим:

$$j = \frac{P_j g}{G + G_{\text{пр}}} = \frac{10 \cdot 13,25}{70} = 1,9 \text{ м/с}^2.$$

На 3-й и последующей передачах разгон может осуществляться на полном дросселе ($P_{\varphi} > P_{\text{с}}^{\text{III}}$), однако с повышением номера передачи динамические свойства машины (j) понижаются.

Движение порожнего автопоезда при $P_f = 1,75$ кН на 5-й передаче возможно со скоростью 30 и более км/ч на прикрытом дросселе, а с максимальной скоростью $v_a = 90$ км/ч — на ограничителе частоты вращения, так как $P_a^v > P_f$.

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

$$i = \frac{P_a^v - P_f}{G + G_{\text{пр}}} = \frac{2,45 - 1,75}{50 + 20} = 0,01 \text{ или } 10\text{‰},$$

а при снижении скорости до $v_a = 45$ км/ч:

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

2. 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 $i_p = 0,085$ (85 ‰) с $v_a = \text{const}$:

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

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

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

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

Трогание с места на 2-й передаче практически невозможно, так как $P_j = P_a^{\text{II max}} - \Sigma P_{\text{сопр}} = 18,5 - 16,5 = 2,0$ кН обеспечивает очень низкое значение $j = 20/150 = 0,133$ м/с² и приводит к увеличению износа сцепления. Трогание на 1-й передаче должно происходить при неполном открытии дросселя так, чтобы $P_a^{\text{I}} \leq P_{\varphi} = 27$ кН. При этом:

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

где $P_j = (P_a^{\text{I}} = P_{\varphi}) - (P_f + P_i) = 27,0 - 16,500 = 10,5$ кН.

В средних условиях при снижении дорожных сопротивлений до $f_1 + 0,2i_p = 0,025 + 0,20,085 = 0,042$:

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

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

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

$$\frac{G_{\text{сц}}}{G_a} \varphi \geq D \geq f_1 + i = \psi. \quad (\text{П.1.8})$$

В приведенной на рис. П.1.1 характеристике масштаб шкалы динамического фактора дан для $G_a = 150,0$ кН.

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

$$\frac{G_{\text{сц}}}{G_a} \varphi = \frac{2}{3} \cdot \frac{G + Q_1}{G_a} \varphi = \frac{2}{3} \cdot \frac{90}{150} 0,45 = 0,180,$$

$$D^{\text{I, max}} = 0,22; \quad f_1 + i_p = \psi = 0,110.$$

При этом ускорение:

$$j = (D - \psi) = (0,180 - 0,110) \cdot 10 = 0,7 \text{ м/с}^2,$$

где $D' = \frac{G_{\text{сц}}}{G_a} \varphi = 0,180.$

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

Из рассмотренных примеров видно, что пользование динамической характеристикой значительно упрощает решение задач, так как исключает дополнительные расчеты.

Следует, однако, заметить, что динамическая характеристика справедлива только для определенного веса транспортной системы.

При выполнении курсовой работы на совмещенный график тяговой и динамической характеристик следует нанести:

- ограничения по сцеплению P_ϕ для заданной дороги при сухом и влажном состояниях;
- суммарные силы сопротивления дороги $\Sigma P_{\text{сопр}} = P_f + P_i + P_{\text{кр}}$ для всех трех вариантов определения мощности двигателя.

П.1.4. Трелевочный трактор

Исходные данные. Гусеничный трелевочный трактор весом $G = 95$ кН трелюет в полупогруженном состоянии 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 трактора приведена на рис. П.1.2. Коэффициент сцепления $\varphi = 0,6$.

Для заданных условий:

$$\Sigma P_{\text{сопр}} = (G + Q_1)(f_1 + i) + Q_2(f_2 + i) = \\ = (95 + 25)(0,2 + 0,1) + 25(0,4 + 0,1) = 36,0 + 12,5 = 48,5 \text{ кН.}$$

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

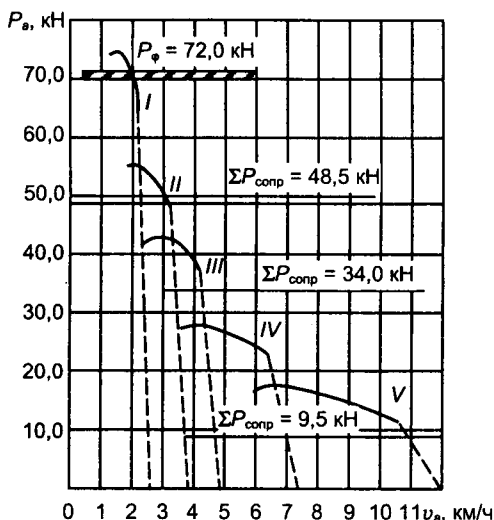


Рис. П.1.2. Тяговая характеристика трактора

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} снизится до 48 кН и во избежание буксования ($P_{\varphi} < P_{\kappa} = \Sigma P_{\text{сопр}}$) потребуется сбросить пачку, переместиться порожняком на участок, где $P_{\varphi} \geq \Sigma P_{\text{сопр}}$, а затем подтянуть пачку лебедкой.

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

$$P_k = \Sigma P_{\text{сопр}} = (G + Q_1)f_1 + Q_2f_2 = (95 + 25)0,2 + 25 \cdot 0,4 = 34 \text{ кН.}$$

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

Движение трактора порожним при $f_1 = 0,1$, $i = 0$ возможно на всех передачах, в том числе и на 5-й с максимальной скоростью $v_a = 11,0 \text{ км/ч.}$

Переход на 4-ю передачу потребует при преодолении подъема:

$$i = \frac{P_a^{v, \max} - P_f}{G} = \frac{19 - 9,5}{9,5} = 0,10 \text{ или } 10\%,$$

при этом скорость движения упадет до $v_a = 7,0 \text{ км/ч.}$

Для трелевочных тракторов, трелюющих древесину в полупогруженном состоянии, вследствие различия значений коэффициентов f_1 и f_2 пользоваться динамической характеристикой затруднительно. Поэтому ограничиваются построением и анализом только тяговой характеристики.

П.2. Определение нагрузок на оси и колеса машин

П.2.1. 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, анализа сцепных и тяговых свойств. Суммарные реакции служат исходным материалом для проведения прочностных расчетов деталей подвески и ходовой системы машины.

В целях упрощения расчетов рассмотрен лишь случай установившегося движения машины с малой скоростью, когда $j = 0$ и $P_w = 0$. Разрабатывая вопросы общей динамики колесных лесотранспортных машин, требуется определить:

- статические нагрузки на оси и шины порожней и груженой машины на горизонтальном участке пути;

- углы продольной и поперечной статической устойчивости, угол сползания для машины с грузом;
- нагрузки на оси и шины автомобиля при движении на руководящем подъеме с заданной нагрузкой;
- проанализировать устойчивость машины и распределение нагрузок по осям и шинам.

П.2.2. Двухосные колесные машины типа 4×2 и 4×4*

Для проведения расчетов по определению нагрузок на оси машины выбираем расчетную схему и геометрические параметры автомобиля (табл. П.2.1). Расчетная схема для определения нагрузок на оси такой машины приведена на рис. П.2.1.

Таблица П.2.1

Геометрические параметры колесных машин, м

Тип машины	Значения параметров по схеме (рис. П.2.1...П.2.3)										
	h_z	a	b	L	b_r	h_r	$b_{кр}$	$h_{кр}$	B	C	β°
Двухосные	0,7... 0,9	1,8... 2,2	2,2... 2,4	4,0... 4,5	0,3... 0,8	1,2... 1,5	1,1... 1,5	0,8... 1,1	1,4... 1,9	—	0
Трехосные	0,85... 0,95	1,5... 2,6	1,7... 1,9	4,2... 4,5	0,2... 0,5	1,2... 1,5	1,5... 1,7	0,7... 1,0	1,6... 2,1	1,2... 1,5	0

Для нахождения статических (при $v = 0$) нагрузок на переднюю $Z_1^{ст}$ и заднюю $Z_2^{ст}$ оси машины используются известные зависимости:

для порожней машины

$$Z_1 = G \frac{b}{L}, \quad (\text{П.2.1})$$

$$Z_2 = G \frac{a}{L}, \quad (\text{П.2.2})$$

для груженой машины

$$Z_1^{ст} = \frac{Gb + a_1 b_r}{L}, \quad (\text{П.2.3})$$

$$Z_2^{ст} = \frac{Ga + Q_1(L - b_r)}{L}. \quad (\text{П.2.4})$$

* Расчетные схемы и параметры машин впервые подготовлены канд. техн. наук, доц. В. А. Галямичевым и канд. техн. наук, доц. А. Д. Драке.

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

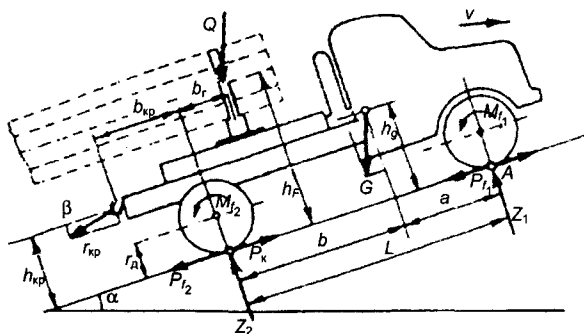


Рис. П.2.1. Расчетная схема по общей динамике двухосного автомобиля

Составив уравнение равновесия движущейся машины относительно точки А (рис. П.2.1) и решив его относительно Z_2 , получим:

$$Z_2 = \frac{1}{L} \{ G[(a + f_1 r_a) \cos \alpha + h_g \sin \alpha] + \\ + Q_1[(L - b_r + f_1 r_l) \cos \alpha + h_r \sin \alpha] + \\ + P_{kp}[(L + b_{kp} + f_1 r_d) \sin \beta + h_{kp} \cos \beta] \}. \quad (\text{II.2.5})$$

Нагрузка на переднюю ось машины:

$$Z_1 = (G + Q_1) \cos \alpha + P_{kp} \sin \beta - Z_2. \quad (\text{II.2.6})$$

Потеря продольной устойчивости автомобиля наступит тогда, когда нагрузка на переднюю ось будет равна нулю.

Тогда предельные углы продольной статической устойчивости будут:

для порожней машины

$$\operatorname{tg} \alpha^{\text{макс}} = \frac{b}{h_s}, \quad (\text{II.2.7})$$

для груженой машины

$$\operatorname{tg} \alpha^{\max} = \frac{Gb + Q_1 b_r}{G h_g + Q_1 h_r}. \quad (\text{П.2.8})$$

Для оценки распределения нагрузок по колесам автомобиля необходимо вычислить нагрузку на одну шину переднего и заднего колес груженой машины в движении и сравнить с допускаемой. Кроме того, необходимо вычислить коэффициент неравномерности нагрузок на шины:

$$K_n = \frac{Z_{\text{ш}}^{\max}}{Z_{\text{ш}}^{\min}} \leq |k_n| = 1,5, \quad (\text{П.2.9})$$

где $Z_{\text{ш}}^{\max}$ и $Z_{\text{ш}}^{\min}$ — максимальная и минимальная нагрузки на шины груженой 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 $\gamma_{\text{опр}}$ и боковому сползанию $\gamma_{\text{сп}}$ могут быть найдены из расчетной схемы на рис. П.2.2.

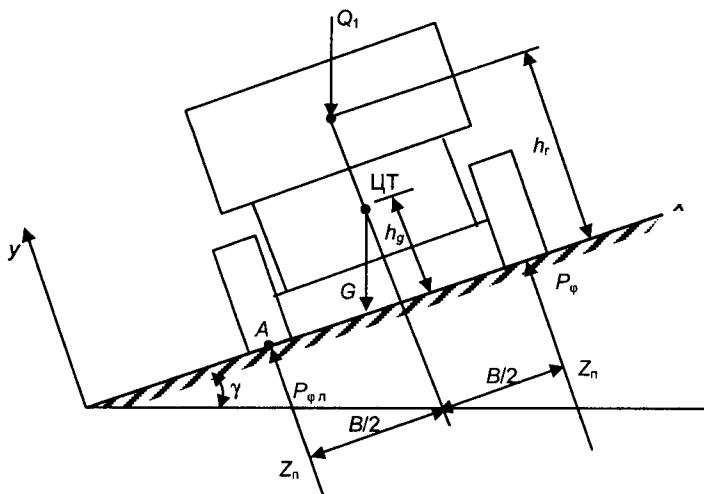


Рис. П.2.2. Расчетная схема по определению углов поперечной устойчивости

Предел поперечной устойчивости наступит тогда, когда $Z_n = 0$, или:

$$(G + Q_1) \frac{B}{2} \cos \alpha = (G h_g + Q_1 h_r) \sin \gamma. \quad (\text{П.2.10})$$

Откуда статический угол поперечной устойчивости машины по опрокидыванию:

$$\operatorname{tg} \gamma_{\text{сопр}} = \frac{(G + Q_1) B}{2(G h_g + Q_1 h_r)}, \quad (\text{П.2.11})$$

где B — колея машины, м.

Условие бокового сползания машины определяется следующим соотношением:

$$(G + Q_1) \sin \gamma + P_{\phi n} + P_{\phi л} = (G + Q_1) \phi' \cos \gamma. \quad (\text{П.2.12})$$

Откуда

$$\operatorname{tg} \gamma_{\text{сн}} = \phi', \quad (\text{П.2.13})$$

где ϕ' — коэффициент сцепления в поперечном направлении.

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

П.2.3. Трехосные колесные машины

Расчетная схема для определения нагрузок на оси трехосного автомобиля типа 6×4 и 6×6 приведена на рис. П.2.3. Для автомобилей с колесной формулой 6×4 на расчетной схеме отсутствует сила $P_{\kappa 1}$.

Статические нагрузки на оси машины могут быть определены по формулам (П.2.1...П.2.4).

Для того, чтобы при движении машины не происходило перераспределения нагрузок на оси балансирной тележки (разгрузка средней и перегрузка задней оси), в ее конструкцию вводят реактивные штанги, а ось тележки располагают примерно на уровне осей колес: $h_0 = R_d$, поэтому $Z_2 \cong Z_3$, а произведение $(Z_3 - Z_2) c/2 = 0$.

Составив уравнение моментов всех сил, действующих на машину относительно точки А (рис. П.2.3), и учитывая вышеизложенное замечание, получим формулу для расчета нагрузки на переднюю ось:

$$\begin{aligned} Z_1 = \frac{1}{L} \{ & G[(b - f_1 r_d) \cos \alpha - h_g \sin \alpha] + \\ & + Q_1 [(b_r - f_1 r_d) \cos \alpha - h_r \sin \alpha] - \\ & - P_{\kappa p} [(b_{\kappa p} + f_1 r_d) \sin \beta + h_{\kappa p} \cos \beta] \}. \end{aligned} \quad (\text{П.2.14})$$

Нормальная нагрузка на ось балансирующей тележки составит:

$$Z_0 = (G + Q_1) \cos \alpha + P_{кр} \sin \beta - Z_1 = Z_2 + Z_3. \quad (\text{П.2.15})$$

Нагрузка на задний и средний мосты:

$$Z_3 = Z_2 = \frac{Z_0}{2}. \quad (\text{П.2.16})$$

Далее следует вычислить распределение нагрузок на шины и предельные углы продольной и поперечной устойчивости — по выражениям (П.2.7–П.2.13).

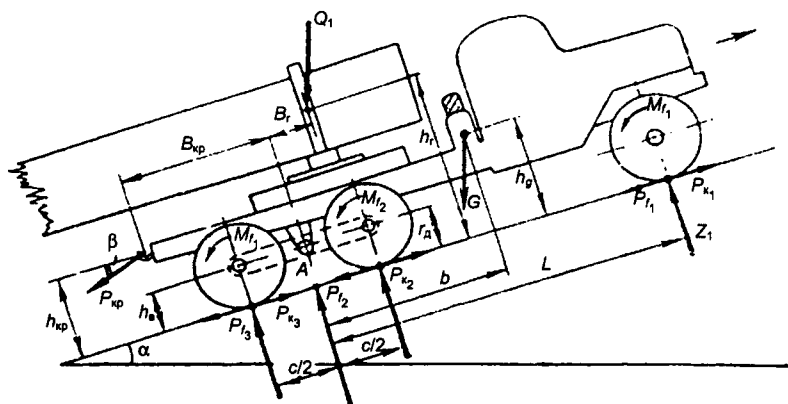


Рис. П.2.3. Расчетная схема по общей динамике трехосных автомобилей

П.2.4. Гусеничные машины

Разрабатывая вопросы общей динамики гусеничных трелевочных тракторов, требуется определить:

- углы продольной и поперечной статической устойчивости, угол сползания для трактора с грузом;
- предельный угол продольной устойчивости при движении с заданной нагрузкой в тяжелых условиях (\$f_1\$ и \$f_2\$ имеют максимальные значения);
- координату центра динамического давления — \$x_d\$;
- проанализировать продольную и поперечную устойчивость трактора.

Определение нагрузок на элементы подвески и опорные катки в курсовом проекте по лесным машинам не рассматривается, так как эти вопросы включены в курс «Проектирование специальных лесных машин»^{*}.

Для проведения расчетов по общей динамике гусеничных машин составим расчетную схему и выберем геометрические параметры проектируемого трактора (табл. П.2.2).

Таблица П.2.2

Геометрические параметры гусеничных машин, м

Масса трактора, т	Число опорных катков на борт	b	h_g	b_r	h_r	L	B	β°
6,5...9,5	4	1,1... 1,4	0,6... 0,9	0,3... 0,5	1,0... 1,3	2,0... 2,2	1,5... 1,7	5...10
10...12	5	1,3... 1,8	1,0... 1,2	0,3... 0,5	1,5... 1,8	2,5... 2,8	1,8... 2,0	5...7

Вычисляются углы статической устойчивости по формулам: продольной устойчивости

$$\operatorname{tg} \alpha^{\max} = \frac{Gb + Q_1 b_r}{G h_g + Q_1 h_r}, \quad (\text{П.2.17})$$

опрокидывания

$$\operatorname{tg} \gamma_{\text{опр}} = \frac{(G + Q_1)B}{2(G h_g + Q_1 h_r)}, \quad (\text{П.2.18})$$

сползания

$$\operatorname{tg} \gamma_{\text{сп}} = \varphi', \quad (\text{П.2.19})$$

где φ' — коэффициент сцепления в поперечном направлении.

Для гусеничных машин рекомендуется принимать $\varphi' = (0,5...0,7)\varphi$.

При правильной компоновке машины статические углы продольной и поперечной устойчивости должны быть не менее 30° , а угол сползания — не менее 20° . У выполненных моделей трелевочных тракторов углы α и γ составляют $40...42^\circ$.

^{*} Проектирование и расчет специальных лесных машин / Под ред. докт. техн. наук, проф. М. И. Зайчика. М.: Лесн. пром-сть, 1976. 208 с.

Рассматривая установившийся режим движения трактора с грузом на подъеме (рис. П.2.4), можем записать:

$$-G \cos \alpha - Q_1 \cos \alpha - P_{кр} \sin \beta + Z_d = 0.$$

Откуда величина динамической реакции почвы:

$$Z_d = (G + Q_1) \cos \alpha + P_{кр} \sin \beta. \quad (\text{П.2.20})$$

Крюковая сила тяги для этого случая движения вычисляется по формуле:

$$P_{кр} = Q_2 (f_2 \cos \alpha + \sin \alpha) \cong Q_2 (f_2 + i). \quad (\text{П.2.21})$$

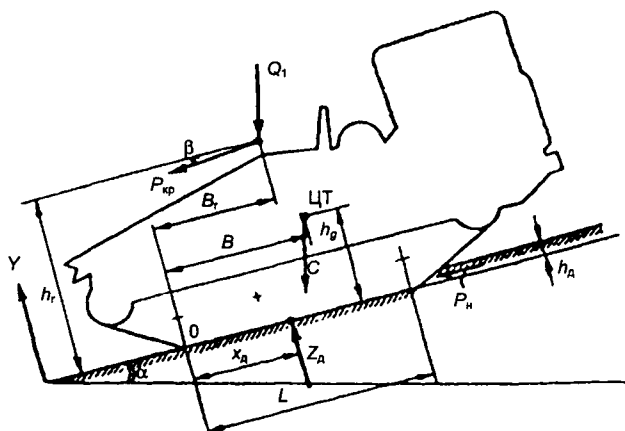


Рис. П.2.4. Расчетная схема по общей динамике гусеничного трелевочного трактора

Составив уравнение моментов всех сил, действующих на трактор, относительно точки контакта заднего опорного катка с дорогой (точка 0) и решив его относительно α при $X_d = 0$, найдем предельный угол продольной устойчивости движущегося трактора (моментом от силы лобового сопротивления P_w ввиду его малой величины пренебрегаем):

$$\operatorname{tg} \alpha_d^{\max} = \frac{Gb + Q_1 B_r - Q_2 f (h_r \cos \beta - b_r \sin \beta)}{G h_g + Q_1 h_r + Q_2 (h_r \cos \beta - b_r \sin \beta)}. \quad (\text{П.2.22})$$

Продольная устойчивость трактора с грузом в движении должна быть обеспечена на подъемах до 20° летом и до 15° зимой.

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

$$x_d = \frac{(Gb + Q_1 B_r) \cos \alpha - (Gh_g + Q_1 h_r) \sin \alpha - P_{кр}(h_r \cos \beta - b_r \sin \beta)}{D_d}. \quad (\text{П.2.23})$$

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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

I. Энциклопедии, ГОСТы

1. ГОСТ 17461-84 Технология лесозаготовительной промышленности. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1985. 19 с.
2. Лесная энциклопедия. М.: Советская энциклопедия, 1985. Т. 1. 584 с.
3. Лесная энциклопедия. М.: Советская энциклопедия, 1986. Т. 2. 632 с.
4. Санкт-Петербургская государственная лесотехническая академия. Страницы истории / Под ред. В. И. Онегина. СПб.: ЗАО «Хромис», 2003. 812 с.
5. Шегельман И. Р. Лесная промышленность и лесное хозяйство: Словарь. 4-е изд., перераб. и доп. Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 2008. 278 с.

II. Книги

1. Анисимов Г. М., Котиков В. М., Куликов М. И. Лесотранспортные машины. М.: Экология, 1997. 448 с.
2. Анисимов Г. М., Кочнев А. М. Испытания лесосечных машин: Учеб. пособие. СПб.: СПбГЛТА, 2008. 488 с.
3. Анисимов Г. М., Кочнев А. М. Основные направления повышения эксплуатационной эффективности гусеничных трелевочных тракторов. СПб.: СПбГПУ, 2007. 456 с.
4. Анисимов Г. М., Кочнев А. М. Основы научных исследований. СПб.: СПбГЛТА, 2006. 490 с.
5. Анисимов Г. М., Кочнев А. М. Рабочие процессы и основы расчета тепловых двигателей и энергетических установок / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Г. М. Анисимова. СПб.: СПбГЛТА, 2007. 432 с.
6. Анисимов Г. М., Кочнев А. М., Семенов М. Ф. и др. Управление качеством лесных, гусеничных и колесных машин в эксплуатации: Учеб. пособие. СПб.: СПбГЛТА, 2009. 420 с.
7. Зайчик М. И., Гольдбер А. М. Тяговые машины и подвижной состав лесовозных дорог / Под ред. д-ра техн. наук, проф. М. И. Зайчика. М.: Лесная промышленность, 1967. 712 с.
8. Кочнев А. М. Теория движения колесных трелевочных систем. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2007. 612 с.
9. Лесные машины, автомобили, тепловозы / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Г. М. Анисимова. М.: Лесная промышленность, 1989. 512 с.
10. Туревский И. С. Теория двигателя. М.: Высшая школа, 2005. 238 с.

III. Статьи и обзорная информация

1. Самылин А. А. Автомобильный газогенератор — технология будущего // Леспроминформ. 2005. № 8. С. 80–84.
2. Самылин А. А. Автомобильный генератор — технология будущего // Леспроминформ. 2005. № 7. С. 74–76.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
1. Назначение и место лесотранспортных машин в лесозаготовительной промышленности	4
1.1. Термины и определения	4
1.2. Общетехнические термины и определения	9
1.3. Основные понятия о лесозаготовках	10
1.4. Особенности применения лесотранспортных машин в технологических процессах	12
1.5. Экологичность лесотранспортных машин	16
2. Классификация и маркировка лесотранспортных машин	21
2.1. Классификация лесотранспортных машин	21
2.2. Маркировка машин	24
3. Общее устройство и параметры лесотранспортных машин	28
3.1. Общее устройство лесотранспортных машин	28
3.2. Технические параметры лесотранспортных машин	29
4. Общие сведения о двигателях внутреннего сгорания поршневого типа	33
4.1. Классификация двигателей	33
4.2. Технический уровень и параметры двигателей	34
4.3. Общее устройство, основные понятия и конструктивные параметры двигателей	36
4.4. Рабочий цикл и индикаторная программа двигателя	38
5. Основы теории двигателя	44
5.1. Состав, свойства и реакции сгорания топлива	44
5.2. Процессы рабочего цикла	47
5.3. Токсичность продуктов сгорания и методы ее снижения	52
5.4. Системы нейтрализации отработанных газов	58
5.5. Индикаторные показатели	64
5.6. Эффективные показатели	66
5.7. Методы повышения мощности и топливной экономичности двигателей	68
6. Кривошипно-шатунный механизм	71

6.1. Блок-картер, головка цилиндров	71
6.2. Шатунно-поршневая группа	77
6.3. Коленчатый вал, маховик	82
7. Газораспределительный механизм	86
7.1. Устройство механизмов клапанного распределения	86
7.2. Фазы газораспределения	92
8. Система смазки	94
8.1. Устройство системы смазки	94
8.2. Элементы системы смазки	98
9. Система охлаждения	107
9.1. Жидкостная система охлаждения	107
9.2. Элементы жидкостной системы	111
9.3. Воздушная система	119
10. Система питания карбюраторного двигателя	121
10.1. Очистка воздуха	121
10.2. Принципиальная схема и приборы системы питания	124
10.3. Основы карбюрации	127
10.4. Схема и принцип работы карбюратора	130
10.5. Схема и принцип работы карбюратора К-16А	134
11. Система питания дизельных двигателей	137
11.1. Особенности смесеобразования	137
11.2. Камеры сгорания	140
11.3. Топливоподающая аппаратура	146
11.4. Особенности системы питания газодизельных двигателей	154
11.5. Перспективные системы питания дизельного двигателя	156
12. Эксплуатационные характеристики двигателей	159
12.1. Виды характеристик	159
12.2. Регулировочные характеристики	160
12.3. Скоростная характеристика	162
12.4. Нагрузочная характеристика	165
13. Регулирование двигателей	167
13.1. Назначение системы регулирования	167
13.2. Регуляторы частоты вращения коленчатого вала	170
14. Тяговые свойства лесотранспортных машин	173
14.1. Внешние силы, действующие на машину	173
14.2. Тяговый баланс лесной машины	179
14.3. Сила сцепления движителя с опорной поверхностью	180
14.4. Действительная скорость и буксование движителя	182
14.5. Мощностной баланс машины	183
14.6. Тяговые и динамические характеристики машин	184
15. Тормозные свойства	188
15.1. Показатели тормозных свойств	188
15.2. Условия достижения максимальной эффективности торможения	194

15.3. Основы динамики торможения лесовозного автопоезда	196
15.4. Способы торможения	198
16. Управляемость и устойчивость движения лесотранспортной машины	203
16.1. Поворот колесных машин	203
16.2. Установка управляемых колес	209
16.3. Поворот лесовозного автопоезда	211
16.4. Поворот гусеничных тракторов	212
16.5. Продольная и поперечная устойчивость машины против опрокидывания	217
17. Основные понятия о плавности хода и колебаниях машины	224
17.1. Измерители плавности хода	224
17.2. Колебания единичной машины	226
17.3. Колебания трелевочной системы	229
18. Проходимость лесотранспортных машин	233
18.1. Основные понятия о проходимости	233
18.2. Показатели и параметры проходимости	234
18.3. Методы повышения проходимости	241
19. Трансмиссии	247
19.1. Общие понятия и определения	247
19.2. Сцепление	249
19.3. Механические коробки передач	253
19.4. Раздаточные коробки	268
19.5. Карданные передачи	269
19.6. Главные передачи	273
19.7. Дифференциалы	276
19.8. Привод к ведущим колесам	282
19.9. Гидродинамические передачи	285
19.10. Гидромеханические трансмиссии	295
19.11. Гидрообъемная трансмиссия	300
20. Ходовая часть	308
20.1. Ходовая часть колесных лесотранспортных машин	308
20.2. Ходовая часть гусеничных трелевочных тракторов	323
21. Тормозные системы лесотранспортных машин	328
21.1. Тормозные механизмы	328
21.2. Приводы	332
21.3. Стояночный и вспомогательный тормоза	337
22. Рулевые управления и механизмы поворота	339
22.1. Рулевое управление колесных лесотранспортных машин	339
22.2. Механизмы поворота гусеничных тракторов	350
23. Топливная экономичность лесотранспортных машин	358
23.1. Показатели и измерители топливной экономичности	358
23.2. Нормирование расхода топлива	360
23.3. Топливо-экономическая характеристика	361
24. Прицепной подвижной состав и технологическое оборудование	365
24.1. Прицепной подвижной состав	365

24.2. Технологическое оборудование лесовозного автомобиля	368
24.3. Технологическое оборудование трелевочного трактора	371
25. Перспективы применения газогенераторов на двигателях лесотранспортных машин	380
25.1. Из истории создания и внедрения газогенераторов на отечественных автомобилях и тракторах	380
25.2. Перспективы использования биомасс в газогенераторе двигателей лесотранспортных машин	384
25.3. Существующие и перспективные автотракторные газогенераторы	391
25.4. Основные направления повышения эффективности работы газогенераторных лесотранспортных машин	394
26. Система питания двигателей, работающих на генераторном газе	400
26.1. Применение твердого топлива	400
26.2. Общее устройство автотракторной газогенераторной установки	401
26.3. Топливо для автотракторных газогенераторов	402
26.4. Физико-химическая сущность процесса газификации	405
26.5. Расчет основных показателей процесса газификации	408
26.6. Определение основных размеров газогенератора	413
26.7. Охлаждение, очистка газа и смесеобразование	418
26.8. Особенности двигателей, работающих на генераторном газе	424
Приложения. Методика оценки тягово-динамических свойств и устойчивости машин	426
П.1. Тяговая и динамическая характеристики машины и их анализ	426
П.1.1. Построение характеристик	426
П.1.2. Анализ тяговых свойств машины	428
П.1.3. Лесовозный автопоезд	430
П.1.4. Трелевочный трактор	433
П.2. Определение нагрузок на оси и колеса машин	434
П.2.1. Общие положения	434
П.2.2. Двухосные колесные машины типа 4×2 и 4×4	435
П.2.3. Трехосные колесные машины	438
П.2.4. Гусеничные машины	439
Библиографический список	443