



**А. М. ГУРЕВИЧ  
Е. М. СОРОКИН**

# **тракторы и автомобили**

Книга представляет собой третье, переработанное и дополненное издание учебника «Тракторы и автомобили» для техникумов по специальности «Механизация сельского хозяйства».

В книге рассмотрены общетеоретические вопросы (классификация тракторов и автомобилей, основы теории автотракторных двигателей, элементы теории трактора). Однако главное внимание уделено устройству и работе отдельных механизмов и систем современных тракторов и автомобилей, применяемых в сельском хозяйстве (ДТ-75, ДТ-75М, МТЗ-50, МТЗ-52, К-700, Т-130, Т-100М, Т-54В, Т-40А, ЗИЛ-130, ГАЗ-53А, ГАЗ-52-03, ГАЗ-21 «Волга», «Москвич-408» и некоторых других), техническому уходу и обслуживанию, регулировкам, выявлению и устранению неисправностей.

В учебник вошли также материалы, связанные с наиболее перспективными направлениями в развитии отечественного автотракторостроения (например, сведения о бесступенчатых передачах, генераторных установках переменного тока, полупроводниковых системах зажигания).

Книга может быть рекомендована также учащимся техникумов и студентам вузов, для которых дисциплина «Механизация сельского хозяйства» не является профилирующей.

Разделы 1—5 и 7 написаны А. М. Гуревичем, остальные — Е. М. Сорокиным.

#### Рецензенты:

преподаватель индустриально-педагогического техникума профтехобразования (г. Орехово-Зуево, Московской области) М. В. Москвин и преподаватель техникума механизации и электрификации сельского хозяйства (г. Глухов, Сумской области) П. Г. Рябченко

Редактор инженер И. С. Сороко

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАКТОРАХ И АВТОМОБИЛЯХ

## Глава 1

ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ РАЗВИТИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО  
ТРАКТОРО- И АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

## § 1. ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ РАЗВИТИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ТРАКТОРОСТРОЕНИЯ

Трактор и автомобиль были созданы в результате неустанных поисков и целеустремленной, кропотливой работы нескольких поколений талантливых людей. Еще в XVIII в. русские изобретатели, ученые и инженеры положили начало созданию безрельсового транспорта и вездеходов-тягачей. В 1752 г. крепостной крестьянин Нижегородской губернии Леонтий Шамшуренков построил «самобеглую коляску». Профессор М. М. Комов в 1785 г. в работах «О земледелии» и «О земледельных орудиях» выдвинул идею создания «быстродвижной машины для облегчения труда крестьян и замены лошадей».

В 1791 г. гениальный русский техник И. П. Кулибин построил «трехколесную самокатку», приводимую в движение мускульной силой человека. Кулибинский самокат замечателен тем, что в нем ясно выражены многие основные узлы, применяемые в современных тракторах и автомобилях: задние ведущие колеса, переднее направляющее колесо, рулевое управление и некоторые другие.

В начале XIX в. инженер В. Гурьев работал над созданием «сухопутных пароходов», которые рекомендовал для применения при перевозке грузов и в сельском хозяйстве.

Первый в мире «экипаж с подвижными колеями», т. е. повозку на гусеничном ходу, разработал и построил в 1830 г. офицер русской армии Д. Загряжский, а в 1876 г. капитан артиллерии С. Маевский предложил конструкцию гусеничного тягача, в который для изменения скорости движения была введена коробка передач.

Талантливый изобретатель, крестьянин Федор Абрамович Блинов в 1879 г. получил привилегию (патент) на «особого устройства вагон с бесконечными рельсами для перевозки грузов». Почти одновременно с Ф. А. Блиновым другой изобретатель, А. П. Костиков-Алмазов, построил гусеничный ход, назвав его «цепями, долженствующими служить тропинками для перехода через болото». Ф. А. Блинов в 1889 г. на Саратовской выставке продемонстрировал работу первого в мире парового гусеничного трактора.

Паросиловые установки конца XIX в. были тяжелы, тихоходны и неэкономичны. Поэтому создание легких и более экономичных двигателей внутреннего сгорания дало возможность совершенствовать конструкцию самоходных тележек. Первый в мире двигатель внутреннего сгорания, работавший на жидком топливе (бензин), с электрическим зажиганием был предложен в 1879 г. и построен в 1884 г. инженером О. С. Костовичем.

Почетное место в развитии отечественного тракторо- и двигателестроения принадлежит ученику Ф. А. Блинова Я. В. Мамину, который в 1893—1895 гг. построил самоходную тележку с нефтяным двигателем внутреннего сгорания.

В 1902 г. инженер Г. В. Тринклер создал конструкцию двигателя с воспламенением горючей смеси от сжатия, в котором для распыливания топлива было использовано специальное устройство.

В 1910 г. Я. В. Мамин построил первый отечественный колесный трактор, где был применен нефтяной двигатель мощностью 25 л. с. с воспламенением горючей смеси от сжатия.

Однако в условиях дореволюционной России с ее отсталым сельским хозяйством замечательные изобретения русских людей не нашли, да и не могли найти должного понимания и поддержки. Помещикам, крупным землевладельцам было выгодно эксплуатировать крестьян, батраков, потому-то в 1917 г. во всей России было только 165 тракторов.

После победы Великой Октябрьской социалистической революции открылись неограниченные возможности для широкого использования в сельском хозяйстве тракторов и других сложных машин. В период с 1918 по 1929 г. в нашей стране начинает налаживаться серийное производство тракторов. Гигантское развитие тракторостроения началось в период первой пятилетки. В июне 1930 г. вступил в строй Сталинградский (ныне Волгоградский) тракторный завод, а за ним в октябре 1931 г. Харьковский. Эти заводы стали выпускать колесные тракторы. Летом 1933 г. к выпуску гусеничных тракторов С-60 приступил Челябинский тракторный завод. В 1934 г. на Кировском заводе в Ленинграде взамен устаревшего трактора «ФП» было организовано производство колесного пропашного трактора «Универсал». В 1936—1937 гг. Сталинградский и Харьковский заводы перешли на производство мощного гусеничного трактора СХТЗ-НАТИ, а Челябинский завод — трактора С-65.

В годы Великой Отечественной войны тракторной промышленности был нанесен большой ущерб. Несмотря на это в годы войны и после ее окончания вступили в строй новые тракторные заводы — Алтайский, Липецкий и Владимирский; вслед за этим были восстановлены разрушенные Сталинградский и Харьковский тракторные заводы.

Несколько позже был построен тракторный завод в Минске, который сначала выпускал тракторы КТ-12 для лесной промышленности, а затем перешел к выпуску дизельных колесных универсальных тракторов «Беларусь».

В дальнейшем тракторостроители значительно увеличили выпуск тракторов, улучшили их качество и создали новые конструкции. В 1957—1958 гг. было начато серийное изготовление тракторов, работающих с навесными и полунавесными сельскохозяйственными машинами.

В 1968 г. вступил в строй Павлодарский тракторный завод, специализирующийся на выпуске тракторов ДТ-75М.

Новые типы тракторов разрабатывают с учетом агротехнических требований, выдвинутых сельскохозяйственным производством. Цель ученых, инженеров, конструкторов — создание системы тракторов с экономичными двигателями определенной мощности. Это позволит повысить производительность труда, значительно сократить затраты труда и материальные издержки в сельском хозяйстве, широко унифицировать детали и механизмы тракторов.

## § 2. ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ РАЗВИТИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

До Великой Октябрьской социалистической революции отечественной автомобильной промышленности не существовало. По окончании гражданской войны наша страна начала создавать свою автомобильную промышленность. В конце 1924 г. был выпущен первый советский автомобиль АМО-Ф15 грузоподъемностью 1,5 т. В 1925 г. на Ярослав-

ском автозаводе был начат выпуск грузовых автомобилей — сначала Я-3 грузоподъемностью 3 т, а затем Я-4 грузоподъемностью 3,5 т.

Пуск Горьковского, реконструкция Московского и расширение Ярославского автозаводов способствовали быстрому росту отечественного автомобилестроения. Вначале Горьковский автозавод выпускал грузовые автомобили ГАЗ-АА и легковые ГАЗ-А, а затем перешел к производству улучшенных моделей автомобилей: грузового ГАЗ-ММ и легкового М-1. Московский автомобильный завод в 1933 г. начал выпуск новой модели грузового автомобиля ЗИС-5, а в 1936 г. — легкового автомобиля ЗИС-101. В этот период была существенно изменена и улучшена конструкция автомобилей Ярославского завода. В 1940 г. на Московском заводе им. КИМ (сейчас завод малолитражных автомобилей) было организовано производство малолитражных легковых автомобилей КИМ-10. К этому времени промышленность на базе основных моделей автомобилей начала выпускать пожарные, санитарные и другие специальные автомобили и автобусы.

В послевоенные годы автомобильная промышленность освоила выпуск новых, весьма совершенных и экономичных моделей автомобилей с учетом климатических и дорожных условий Советского Союза. Горьковский автозавод в 1946 г. стал выпускать грузовые автомобили ГАЗ-51 и легковые М-20 «Победа», а несколько позже — легковые автомобили ГАЗ-12 и автомобили высокой проходимости: грузовые ГАЗ-63 и легковые ГАЗ-69. В 1946 г. Московский завод малолитражных автомобилей (бывший завод им. КИМ) начал выпуск легкового автомобиля «Москвич». Московский автозавод в 1948 г. начал производство грузовых автомобилей ЗИС-150 и семиместных легковых автомобилей высокого класса ЗИС-110. В последующие годы этот завод изготавливает автомобили высокой проходимости ЗИЛ-151 и автобусы нескольких моделей.

Автомобильные заводы в 1956—1958 гг. значительно увеличили выпуск автомобилей, в том числе автомобилей повышенной проходимости и специализированных грузовых, заменили устаревшие модели автомобилей новыми с экономичными верхнеклапанными двигателями, улучшили их эксплуатационные показатели.

Были построены новые автомобильные заводы в Москве, Минске, Кутаиси, Ульяновске, Кременчуге, Запорожье и других городах. Вблизи города Тольятти сооружен завод-гигант, рассчитанный на изготовление более полумиллиона легковых автомобилей в год.

В 1970 г. выпуск автомобилей возрос по сравнению с 1958 г. более чем в три раза, причем особенно резко увеличился выпуск автомобилей малой грузоподъемности и легковых. За последнее десятилетие созданы новые модели грузовых автомобилей и тягачей; заменены почти все ранее выпускавшиеся модели автомобилей другими, имеющими более совершенные технико-экономические показатели.

## Глава 2

# КЛАССИФИКАЦИЯ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ И ИХ ОСНОВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

### § 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТРАКТОРОВ

**Трактором** называется колесная или гусеничная самоходная машина, предназначенная для передвижения прицепных или навесных сельскохозяйственных, дорожных и других машин и орудий и буксирования повозок; при этом механизмы навешиваемых или буксируемых машин могут приводиться в действие от двигателя трактора через специальный вал отбора мощности. Двигатель трактора может также приводить

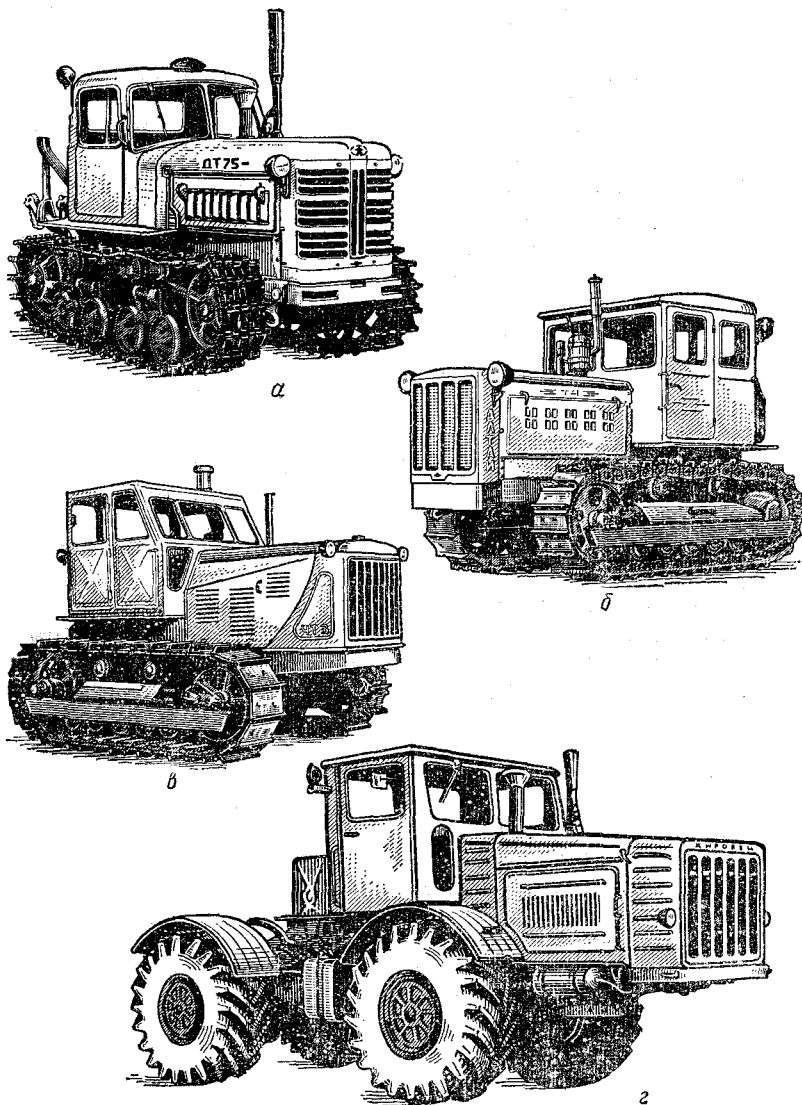


Рис. 1. Тракторы общего назначения:  
 а — трактор ДТ-75; б — трактор Т-4А; в — трактор Т-100М; г — трактор К-700.

в движение стационарные машины, для чего трактор оборудуют приводным шкивом.

Область применения тракторов чрезвычайно обширна. Само собой разумеется, что для выполнения большого количества разнообразных по своему характеру сельскохозяйственных работ необходимы тракторы различных типов.

Современные сельскохозяйственные тракторы классифицируют следующим образом.

1. По назначению:

а) *общего назначения* (рис. 1) — применяются для пахоты, посева, культивации, уборки зерновых культур и т. д.;

б) *универсально-пропашные* (рис. 2) — предназначены главным образом для междурядной обработки и уборки пропашных культур

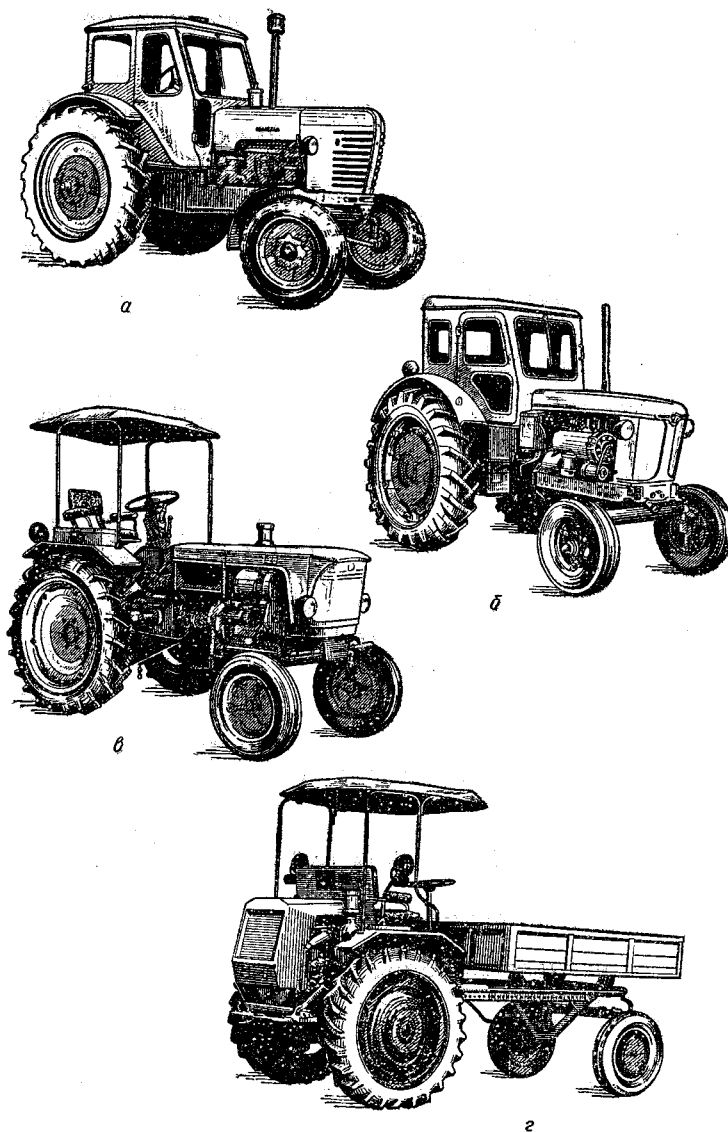


Рис. 2. Универсально-пропашные тракторы:  
 а — трактор МТЗ-50; б — трактор Т-40; в — трактор Т-25; г — самоходное шасси Т-16М.

(свеклы, хлопка, кукурузы и др.). Эти тракторы могут также выполнять и другие сельскохозяйственные работы;

в) *специализированные* (рис. 3) — используются при выполнении какого-либо определенного вида работ (на виноградниках и чайных плантациях, лесоразработках, болотистых почвах, в горном земледелии).

2. По конструкции ходовой части:

а) *колесные*, ходовая часть которых имеет колесные движители;

б) *гусеничные*, ходовая часть которых имеет гусеничные движители.

3. По типу остова:

а) *рамные*, у которых остов представляет собой клепаную (например, ДТ-75) или сварную раму;

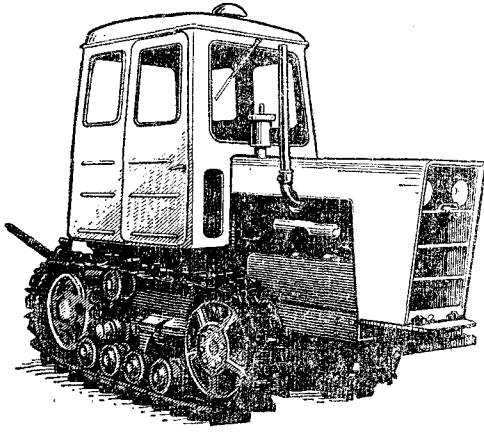


Рис. 3. Специализированный (виноградниковый) трактор Т-54В.

б) *полурамные*, остов которых образуют корпус механизмов заднего моста и две продольные балки, приваренные или приваренные к этому корпусу (например, Т-130, Т-40, «Беларусь» МТЗ-50);

в) *безрамные*, остов которых состоит из соединенных между собой корпусов отдельных механизмов (например, Т-25).

Колесный трактор по сравнению с гусеничным более универсален, легче, дешевле в изготовлении и эксплуатации. Его можно использовать для междурядной обработки и посева пропашных культур, механизации работ в садах, ягодниках, при возделывании овощных культур, а также на транспортных работах.

Однако гусеничные тракторы имеют и существенные преимущества перед колесными. Опорная поверхность движителей у них настолько велика, что удельное давление на почву значительно меньше, чем у колесных. Кроме того, движители гусеничных тракторов снабжены многочисленными почвозацепами. Меньшее удельное давление на почву и лучшее сцепление с ней повышают тяговые качества и проходимость гусеничных тракторов на увлажненных и рыхлых почвах. Важно и то, что гусеничный трактор меньше буксует и меньше уплотняет почву, чем колесный.

Тракторы специализированные в большинстве случаев представляют собой видоизмененные базовые модели тракторов.

## § 2. КЛАССИФИКАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

**Автомобилем** называется самодвижущийся экипаж, приводимый в движение установленным на нем двигателем и предназначенный для перевозки пассажиров, грузов или специального оборудования и буксирования повозок.

Современные автомобили классифицируют следующим образом.

1. По назначению:

*пассажирские* — служат для перевозки пассажиров. К ним относятся:

а) легковые (рис. 4) — для перевозки нескольких пассажиров;

б) автобусы — для перевозки больших групп пассажиров.

Основным показателем, характеризующим легковые автомобили и автобусы, является их вместимость, измеряемая количеством пассажирских мест;

*грузовые* — служат для перевозки различных грузов. В зависимости от устройства кузовов и других конструктивных особенностей их подразделяют на автомобили общего назначения (рис. 5, а, б, в) и специализированные (рис. 5, г).

Основная величина, характеризующая грузовые автомобили, — это их номинальная грузоподъемность, то есть предельно допустимая для автомобиля полезная нагрузка (в тоннах) при движении по хорошим дорогам с твердым покрытием.

По номинальной грузоподъемности грузовые автомобили разделяются на четыре класса:

1) особо малой грузоподъемности — до 0,75 т;



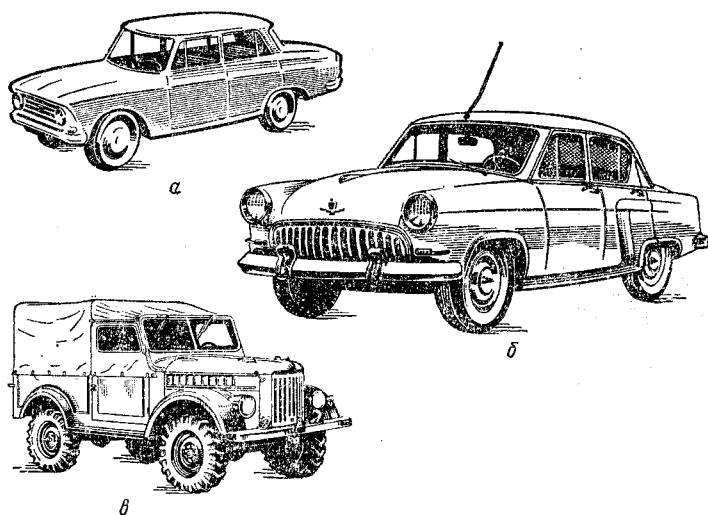


Рис. 4 Легковые автомобили:  
 а — «Москвич-408»; б — ГАЗ-21Р «Волга»; в — ГАЗ 69.

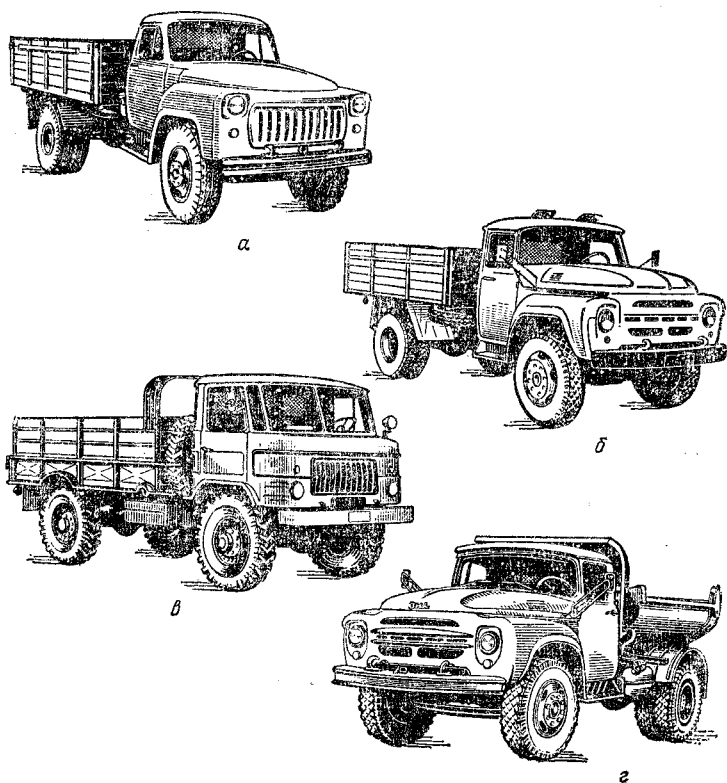


Рис. 5. Грузовые автомобили:  
 а — ГАЗ-53А нормальной проходимости; б — ЗИЛ-130 нормальной проходимости; в — ГАЗ 66 повышенной проходимости; з — ЗИЛ-ММЗ-555 самосвал нормальной проходимости.

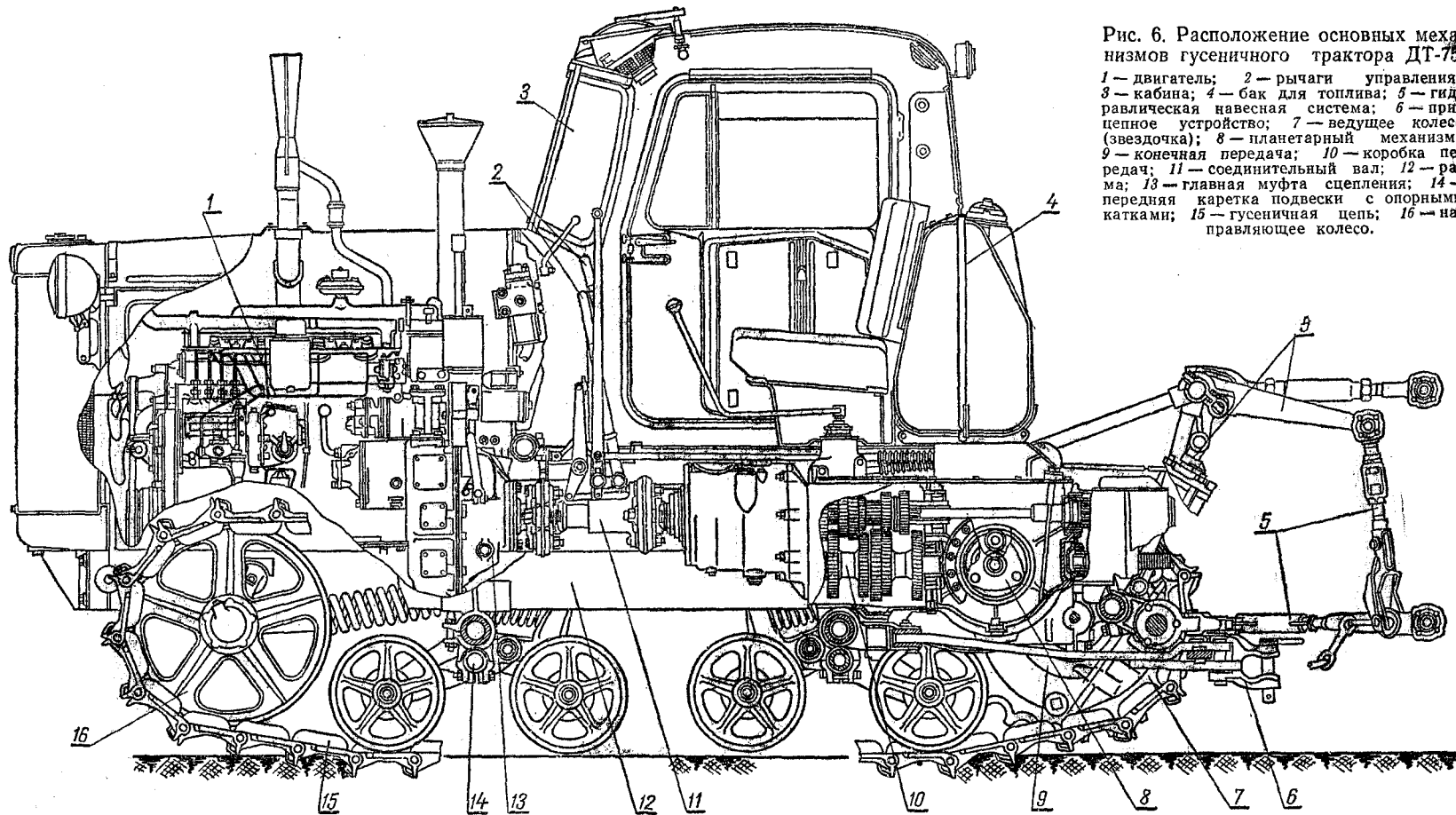


Рис. 6. Расположение основных механизмов гусеничного трактора ДТ-75:

1 — двигатель; 2 — рычаги управления; 3 — кабина; 4 — бак для топлива; 5 — гидравлическая навесная система; 6 — прицепное устройство; 7 — ведущее колесо (звездочка); 8 — планетарный механизм; 9 — конечная передача; 10 — коробка передач; 11 — соединительный вал; 12 — рама; 13 — главная муфта сцепления; 14 — передняя каретка подвески с опорными катками; 15 — гусеничная цепь; 16 — направляющее колесо.

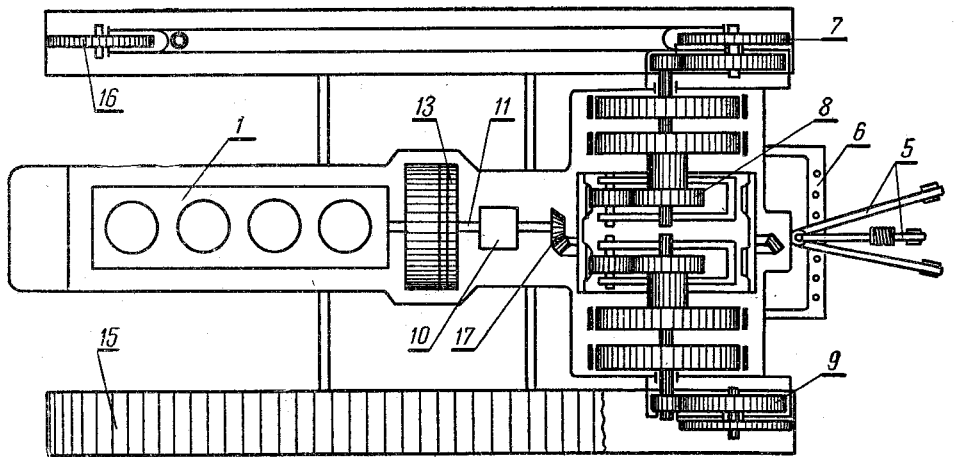


Рис. 6, А. Схема расположения основных механизмов гусеничного трактора ДТ-75:  
17 — главная передача; остальные обозначения те же, что на рис. 6.

- 2) малой грузоподъемности — от 0,75 до 2,5 т;
- 3) средней грузоподъемности — от 2,5 до 5 т;
- 4) большой грузоподъемности — свыше 5 т.

Для автомобилей грузоподъемностью до 0,75 т обычно используют шасси\* легковых автомобилей.

Специализированные грузовые автомобили предназначены для перевозки определенных видов грузов (например, самосвалы, автоцистерны и автофургоны).

2. По роду топлива:

- а) автомобили с двигателями, работающими на жидком топливе;
- б) автомобили с двигателями, работающими на газообразном топливе.

3. По приспособляемости к дорожным условиям:

а) дорожной (нормальной) проходимости, предназначенные для работы главным образом на дорогах с твердым покрытием и сухих грунтовых дорогах;

б) повышенной проходимости, которые могут работать на плохих дорогах и в условиях бездорожья. Автомобили нормальной проходимости имеют привод на одну (заднюю) ось, а повышенной проходимости двухосные — на обе оси и трехосные — на две или три оси.

Автомобили специального назначения служат для выполнения каких-либо определенных работ и оборудованы соответствующими приспособлениями и устройствами. К этой группе относятся пожарные, поливочные автомобили, автокраны, автовышки и другие. Они обычно представляют собой видоизмененные модели транспортных автомобилей.

### § 3. ОСНОВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

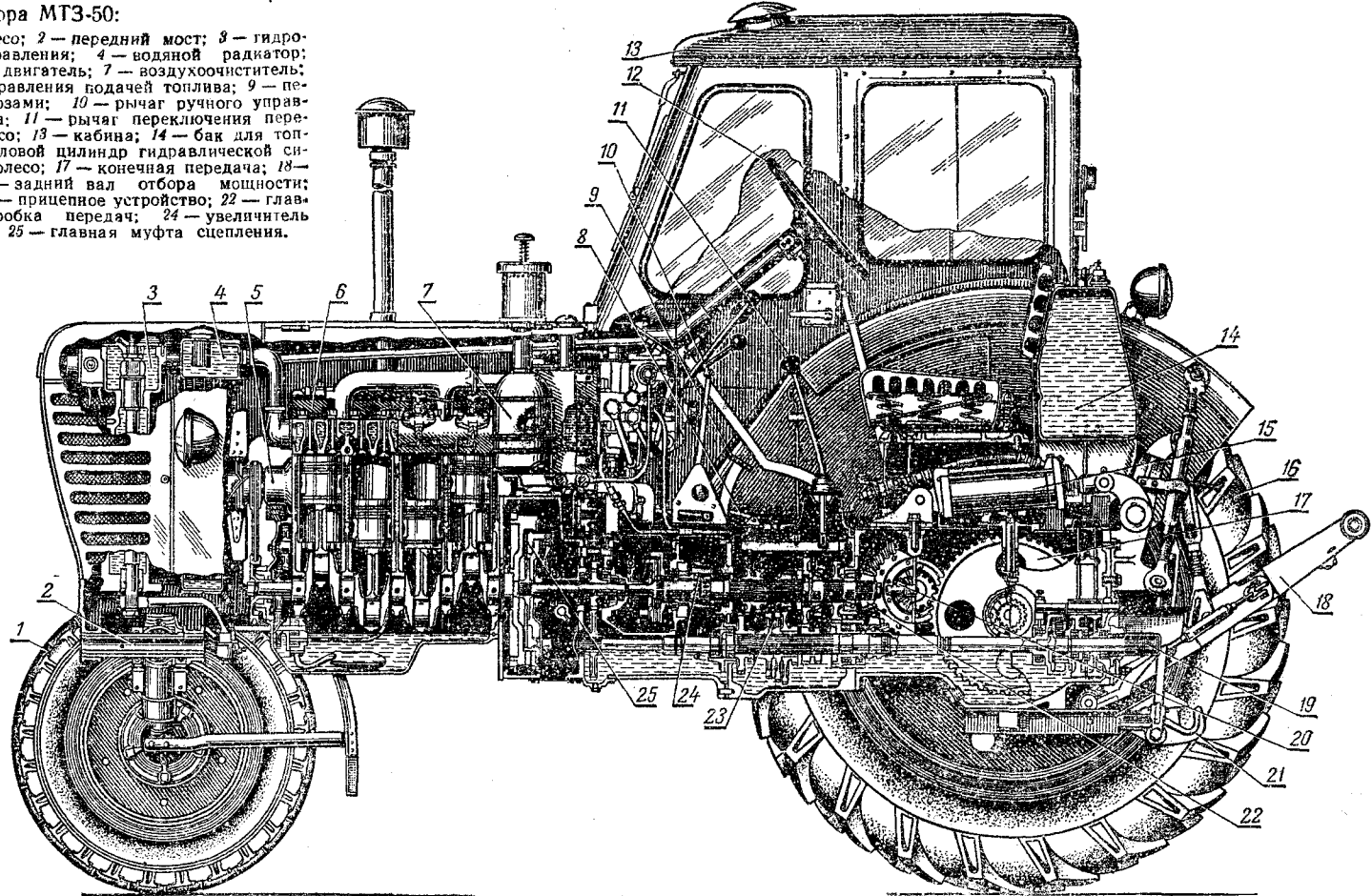
Трактор и автомобиль — это весьма сложные машины, состоящие из различных групп механизмов, находящихся между собой в определенном взаимодействии. Конструкция и расположение этих механизмов могут быть различными, но принципы их устройства и действия одинаковы.

**Механизмы трактора** можно разделить на следующие основные группы: двигатель, силовая передача, ходовая часть, механизмы управ-

\* Шасси — совокупность всех механизмов и агрегатов автомобиля, кроме кузова.

Рис. 7. Расположение основных механизмов трактора МТЗ-50:

1 — направляющее колесо; 2 — передний мост; 3 — гидроусилитель рулевого управления; 4 — водяной радиатор; 5 — водяной насос; 6 — двигатель; 7 — воздухоочиститель; 8 — педаль ножного управления подачей топлива; 9 — педали управления тормозами; 10 — рычаг ручного управления подачей топлива; 11 — рычаг переключения передач; 12 — рулевое колесо; 13 — кабина; 14 — бак для топлива; 15 — основной силовой цилиндр гидравлической системы; 16 — ведущее колесо; 17 — конечная передача; 18 — механизм навески; 19 — задний вал отбора мощности; 20 — дифференциал; 21 — сцепное устройство; 22 — главная передача; 23 — коробка передач; 24 — увеличитель крутящего момента; 25 — главная муфта сцепления.



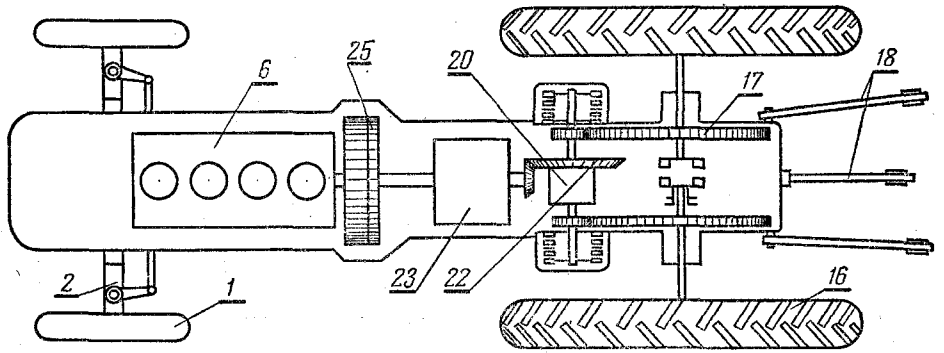


Рис. 7, А. Схема расположения основных механизмов колесного трактора МТЗ-50 (обозначения те же, что на рис. 7).

ления, рабочее и вспомогательное оборудование. Расположение основных механизмов гусеничного трактора (на примере трактора ДТ-75) показано на рисунке 6 и 6, А.

В двигателе 1 происходит преобразование химической энергии сгорающего в его цилиндрах топлива в механическую энергию.

Силовая передача передает крутящий момент от коленчатого вала двигателя к ведущим колесам. Она состоит из следующих механизмов: муфты сцепления 13, соединительного вала 11, коробки передач 10, главной передачи 17 и конечных передач 9.

Ходовая часть служит для преобразования вращательного движения ведущих колес в поступательное движение трактора, кроме того, она поддерживает остова трактора. Ходовая часть состоит из ведущих колес (звездочек) 7, гусеничных цепей 15, кареток 14 подвески, направляющих колес 16 и поддерживающих роликов. При помощи ведущих колес и опорных катков подвесок трактор перекачивается по гусеничным цепям, состоящим из шарнирно соединенных стальных звеньев.

Механизмы управления, воздействуя на ходовую часть, изменяют направление движения трактора, останавливают и удерживают его в неподвижном положении. К ним относятся механизм поворота (планетарный) 8 и тормоза.

Двигатель, механизмы силовой передачи и другие узлы трактора крепятся на раме (остове) 12, которая относится к ходовой части.

Рабочее оборудование трактора состоит из гидравлической навесной системы 5, прицепного устройства 6, вала отбора мощности и приводного шкива.

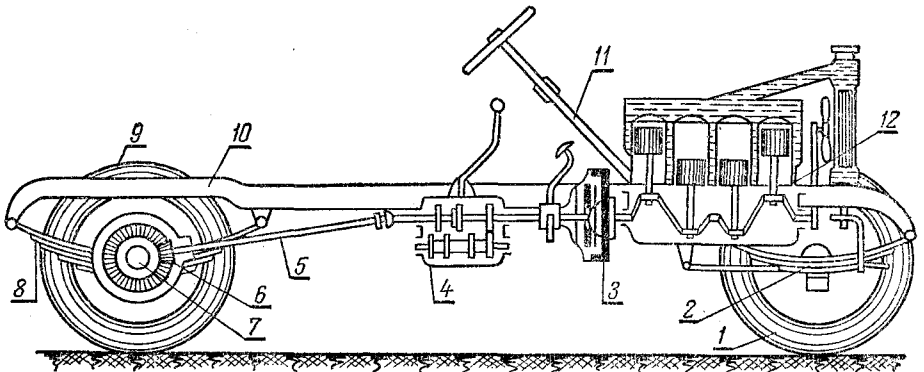


Рис. 8. Расположение основных механизмов автомобиля;  
1 — направляющее колесо; 2 — передняя подвеска; 3 — муфта сцепления; 4 — коробка передач; 5 — карданная передача; 6 — главная передача; 7 — дифференциал; 8 — задняя подвеска; 9 — ведущее колесо; 10 — рама; 11 — рулевое управление; 12 — двигатель.

К вспомогательному оборудованию трактора относятся кабина с сиденьем, капот, приборы освещения и сигнализации, системы отопления и вентиляции, компрессор и т. д.

Расположение основных механизмов колесного трактора показано на рисунках 7 и 7, А. Назначение этих механизмов колесного трактора то же, что и гусеничного.

Ходовая часть и механизмы управления колесного трактора состоят из остова, переднего моста 2, ведущих 16 и направляющих 1 колес и рулевого управления.

В колесном тракторе между главной 22 и конечной 17 передачами установлен дифференциал 20.

*Самоходные шасси* также относятся к колесным тракторам, однако расположение механизмов у них иное. Передняя часть самоходного шасси Т-16М (рис. 2, з) представляет собой раму, на которую навешивают различные машины и орудия. Такая конструкция способствует повышению универсальности трактора и хорошей обзорности рабочих органов машин.

Несмотря на большое количество существующих в настоящее время типов и моделей **автомобилей**, принципиальные схемы расположения их основных механизмов (рис. 8) одинаковы и мало отличаются от аналогичных схем колесного трактора с пневматическими шинами.

# ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТРАКТОРНЫХ И АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

## Глава 3

### ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И РАБОТА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

#### § 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

На отечественных тракторах и автомобилях установлены поршневые двигатели внутреннего сгорания. Эти двигатели классифицируют по следующим основным признакам.

1. По способу воспламенения горючей смеси\*: двигатели с *воспламенением от сжатия* (дизели) и двигатели с *принудительным воспламенением горючей смеси от электрической искры* (карбюраторные и газовые).

2. По способу смесеобразования: двигатели с *внешним смесеобразованием* (карбюраторные и газовые) и с *внутренним смесеобразованием* (дизели).

3. По способу осуществления рабочего процесса: *четырёхтактные* и *двухтактные* двигатели.

4. По виду применяемого топлива: двигатели *жидкого топлива*, работающие на бензине и дизельном топливе, и двигатели *газообразного топлива*, работающие на сжатом или сжиженном газе.

5. По числу цилиндров: двигатели *одноцилиндровые* и *многоцилиндровые* (двух-, трех-, четырех-, шестицилиндровые и т. д.).

6. По расположению цилиндров *однорядные*, или *линейные*, двигатели (цилиндры расположены в один ряд) и *двухрядные*, или так называемые *V-образные* (два ряда цилиндров размещены под углом друг к другу).

#### § 2. ОСНОВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ И СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Двигатель внутреннего сгорания представляет собой совокупность механизмов и систем, выполняющих определенные функции.

**Кривошипно-шатунный** механизм служит для преобразования *возвратно-поступательного* движения поршня во *вращательное* движение коленчатого вала. Он состоит из цилиндра 13 (рис. 9), поршня 15 с кольцами, поршневого пальца 16, шатуна 17, коленчатого вала 19 и маховика 18. Сверху цилиндр закрыт головкой 12.

**Механизм газораспределения** предназначен для впуска в цилиндр горючей смеси или воздуха и выпуска из цилиндра отработавших газов. Он состоит из распределительного вала 2, шестерен 1 для привода распределительного вала, толкателей 3, клапанов 8 и 11, пружин 4.

**Система питания** служит для приготовления горючей смеси и подвода ее к цилиндрам (карбюраторные и газовые двигатели) или для поддачи топлива в цилиндры и наполнения их воздухом (дизели).

\* Горючей смесью называется смесь топлива с воздухом в определенных пропорциях.

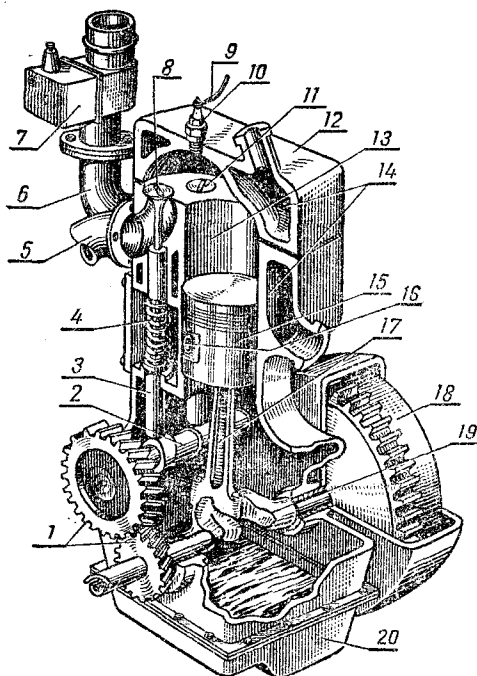


Рис. 9. Устройство карбюраторного двигателя:

1 — шестерни привода распределительного вала; 2 — распределительный вал; 3 — толкатель; 4 — пружина; 5 — выпускная труба; 6 — впускная труба; 7 — карбюратор; 8 — выпускной клапан; 9 — провод; 10 — свеча; 11 — впускной клапан; 12 — головка цилиндра; 13 — цилиндр; 14 — водяная рубашка; 15 — поршень; 16 — поршневой палец; 17 — шатун; 18 — маховик; 19 — коленчатый вал; 20 — поддон картера.

Система питания карбюраторных и газовых двигателей состоит из топливного бака, топливопроводов, топливного и воздушного фильтров, подкачивающей помпы, карбюратора (или смесителя) 7, впускной 6 и выпускной 5 труб.

В систему питания дизеля входят те же детали и приборы, с той лишь разницей, что нет карбюратора и имеются топливный насос и форсунка.

**Регулятор оборотов** изменяет количество подаваемой в цилиндр горючей смеси или топлива в зависимости от нагрузки двигателя.

**Система зажигания** предназначена для воспламенения горючей смеси от электрической искры (у дизеля система зажигания отсутствует).

**Система охлаждения** осуществляет отвод тепла от нагретых деталей двигателя в атмосферу. Она может быть жидкостной или воздушной.

**Система смазки** служит для подачи смазки к трущимся деталям с целью уменьшения трения и улучшения отвода тепла.

**Система пуска** осуществляет пуск двигателя.

### § 3. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Положение поршня в цилиндре, при котором расстояние от поршня до оси коленчатого вала двигателя будет наибольшим, называется *верхней мертвой точкой* (в. м. т.).

Положение поршня в цилиндре, при котором расстояние от поршня до оси коленчатого вала будет наименьшим, называется *нижней мертвой точкой* (н. м. т.).

Расстояние по оси цилиндра между верхней и нижней мертвыми точками называется *ходом поршня*  $S$  (рис. 10). При каждом ходе поршня коленчатый вал поворачивается на половину оборота, то есть на  $180^\circ$ .

У центрального кривошипно-шатунного механизма ход поршня

$$S = 2r, \quad (1)$$

где  $r$  — радиус кривошипа коленчатого вала.

Объем  $V_h$ , освобождаемый поршнем при перемещении от в. м. т. к н. м. т., называется *рабочим объемом цилиндра*:

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{S}{1000} \text{ л}, \quad (2)$$

где  $d$  — диаметр цилиндра, см;

$S$  — ход поршня, см.

Объем  $V_c$  над поршнем, когда поршень находится в в. м. т., называется *объемом пространства сжатия* или *объемом камеры сгорания*.



Сумма объема пространства сжатия и рабочего объема цилиндра, т. е. объем  $V_a$  над поршнем, когда он находится в н. м. т., называется *полным объемом цилиндра*:

$$V_a = V_h + V_c. \quad (3)$$

*Литражом двигателя*  $V_l$  называется сумма рабочих объемов всех его цилиндров, выраженная в литрах:

$$V_l = V_h i, \quad (4)$$

где  $V_h$  — рабочий объем одного цилиндра, л;  
 $i$  — число цилиндров двигателя.

Отношение полного объема цилиндра к объему пространства сжатия называется *степенью сжатия*:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_h}{V_c} + 1. \quad (5)$$

Таким образом, степень сжатия  $\varepsilon$  — это отвлеченное число, показывающее, во сколько раз полный объем цилиндра больше объема пространства сжатия.

Во время работы двигателя внутреннего сгорания в его цилиндре происходит периодически повторяющийся ряд изменений состояния рабочего тела (газа).

Комплекс последовательных процессов (впуск, сжатие, сгорание, расширение и выпуск), периодически повторяющийся в каждом цилиндре и обуславливающий работу двигателя, называется *рабочим циклом двигателя*.

Часть рабочего цикла, происходящая за время движения поршня от одной мертвой точки до другой, называется *такты*.

Двигатели, в которых рабочий цикл совершается за четыре хода поршня, или за два оборота коленчатого вала, называются *четырёхтактными*, а те, в которых рабочий цикл совершается за два хода поршня, или за один оборот коленчатого вала, — *двухтактными*.

Работа двигателя за один цикл определяется по *индикаторной диаграмме*, которая представляет собой график зависимости давления газа в цилиндре от объема, изменяющегося при перемещении поршня (координаты  $p-V$ ). Индикаторная диаграмма может быть построена расчетным путем или снята на работающем двигателе специальным прибором — индикатором.

Циклы двигателей внутреннего сгорания различают по способу подвода теплоты:

- 1) цикл с подводом теплоты при постоянном объеме;
- 2) цикл с подводом теплоты при постоянном давлении;
- 3) цикл со смешанным подводом теплоты (часть теплоты подводится при постоянном объеме, а остальное количество — при постоянном давлении).

В двигателях внутреннего сгорания отечественных тракторов и автомобилей используются цикл с подводом теплоты при постоянном объеме (карбюраторные двигатели) или смешанный цикл (бескомпрессорные дизели).

Рассмотрим, как протекают эти циклы в одноцилиндровом двигателе.

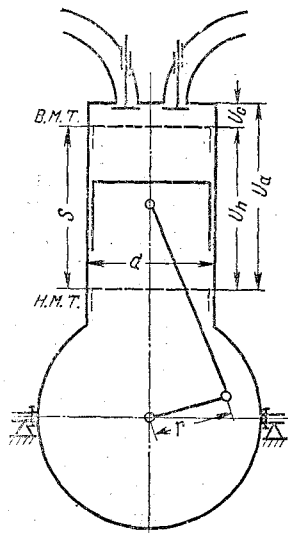


Рис. 10. Основные размеры двигателя.

#### § 4. РАБОЧИЙ ЦИКЛ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

В карбюраторном двигателе топливо сгорает при постоянном объеме. Рабочий цикл такого четырехтактного двигателя протекает следующим образом.

1. **Такт впуска.** При вращении коленчатого вала поршень движется от в. м. т. к н. м. т. (рис. 11, а), создавая разрежение в полости цилиндра над поршнем 4. При этом впускной клапан 6 открыт, и цилиндр 1 через впускную трубу 7 и карбюратор 8 сообщается с окружающим пространством. Под влиянием разности давлений воздух устремляется в цилиндр. Проходя через карбюратор, воздух распыливает топливо и, смешиваясь с ним, образует горючую смесь, которая поступает в цилиндр. Заполнение цилиндра 1 горючей смесью продолжается до прихода поршня в н. м. т. К этому времени впускной клапан закрывается.

В начале такта впуска над поршнем в объеме пространства сжатия находятся отработавшие газы, оставшиеся от предыдущего цикла. Горючая смесь, заполняя цилиндр, перемешивается с остаточными газами и образует *рабочую смесь*.

В такте впуска изменение объема и соответствующего ему давления показано на индикаторной диаграмме (рис. 12) кривой впуска *ra*, расположенной ниже линии атмосферного давления.

2. **Такт сжатия.** При дальнейшем вращении коленчатого вала 10 (рис. 11, б) поршень движется от н. м. т. к в. м. т. В это время впускной 6 и выпускной 3 клапаны закрыты, поэтому поршень сжимает на-

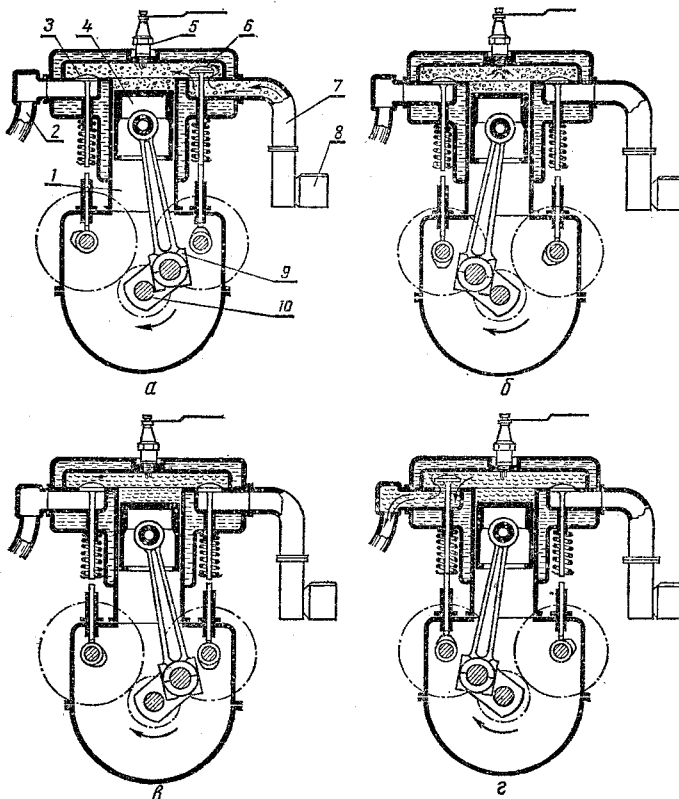


Рис. 11. Рабочий цикл одноцилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя:

а — такт впуска; б — такт сжатия; в — такт расширения; г — такт выпуска; 1 — цилиндр; 2 — выпускная труба; 3 — выпускной клапан; 4 — поршень; 5 — свеча; 6 — впускной клапан; 7 — впускная труба; 8 — карбюратор; 9 — шатуны; 10 — коленчатый вал.

ходящуюся в цилиндре рабочую смесь. Кривая  $ac$  на индикаторной диаграмме (рис. 12) иллюстрирует изменение давления в зависимости от уменьшения объема при сжатии рабочей смеси. Во время такта сжатия составные части рабочей смеси хорошо перемешиваются и нагреваются. В конце такта сжатия между электродами свечи 5 (рис. 11, б) происходит электрический разряд, и рабочая смесь воспламеняется. Выделение теплоты при сгорании топлива вызывает резкое повышение давления и температуры газов (продуктов сгорания), образующихся в цилиндре. Кривая  $cz$  на индикаторной диаграмме (рис. 12) показывает нарастание давления в цилиндре при сгорании смеси.

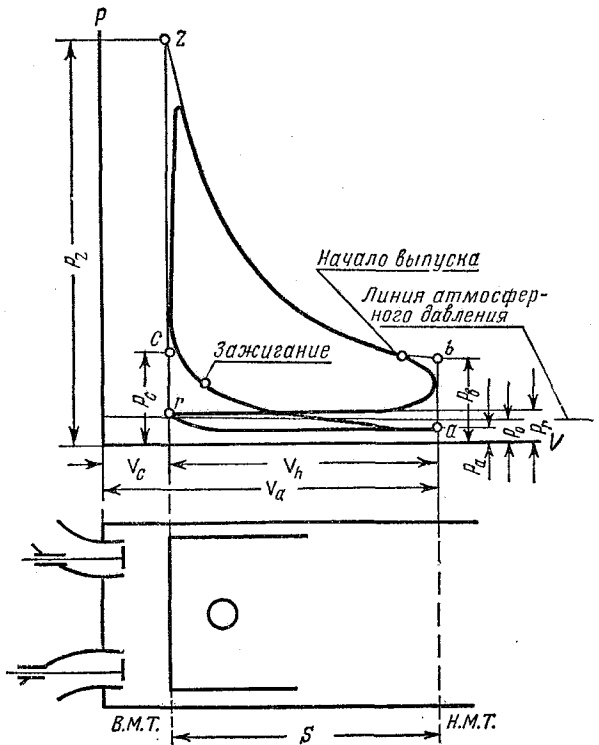


Рис. 12. Индикаторная диаграмма четырехтактного карбюраторного двигателя.

### 3. Такт расширения.

Оба клапана закрыты. Под давлением газов поршень перемещается от в.м.т. к н.м.т. (рис. 11 в). Шатун 9 преобразует это движение во вращательное движение коленчатого вала. Таким образом, при расширении газов совершается полезная работа. Кривая  $zb$  на рисунке 12 отображает изменение давления газов в такте расширения.

4. **Такт выпуска.** Когда поршень подходит к н. м. т., открывается выпускной клапан 3 и отработавшие газы, имеющие избыточное давление, начинают выходить из цилиндра в атмосферу через выпускную трубу 2. Далее поршень движется от н. м. т. к в. м. т. (рис. 11, г) и выталкивает из цилиндра отработавшие газы. Такт выпуска на индикаторной диаграмме (рис. 12) характеризуется кривой  $br$ .

## § 5. РАБОЧИЙ ЦИКЛ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ

В отличие от карбюраторного двигателя в цилиндр дизеля воздух и топливо вводятся раздельно. Сначала цилиндр дизеля заполняется воздухом. Затем воздух подвергается сжатию, в результате чего его температура и давление значительно повышаются. В конце такта сжатия в цилиндр вводится мелко распыленное жидкое топливо, которое самовоспламеняется от соприкосновения с горячим воздухом.

Рабочий цикл бескомпрессорного четырехтактного дизеля протекает следующим образом.

1. **Такт впуска.** Поршень движется от в. м. т. к н. м. т. (рис. 13, а), впускной клапан открыт, и в цилиндр поступает воздух. Изменение объема и соответствующего ему давления характеризуется кривой впуска  $ra$  на индикаторной диаграмме (рис. 14).

2. **Такт сжатия.** Оба клапана закрыты. Поршень движется от н. м. т. к в. м. т. (рис. 13, б) и сжимает воздух. Вследствие большой степени

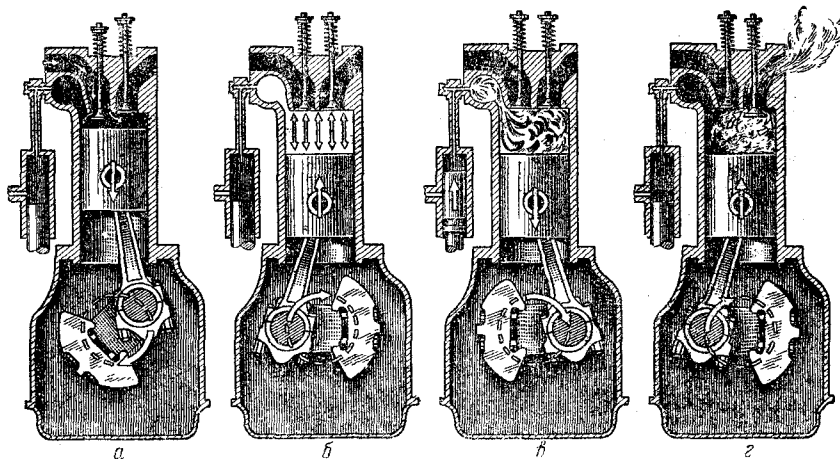


Рис. 13. Рабочий цикл одноцилиндрового четырехтактного дизеля:  
 а — такт впуска; б — такт сжатия; в — такт расширения; г — такт выпуска.

сжатия (порядка 15—20) давление и температура воздуха в конце такта сжатия сильно возрастают. Температура сжатого воздуха становится выше температуры воспламенения топлива. Изменение давления в такте сжатия характеризуется кривой  $ac$  на диаграмме (рис. 14).

В конце такта сжатия (при положении поршня, близком к в.м.т.) в цилиндр через форсунку впрыскивается тонко распыленное жидкое топливо.

Топливо, впрыснутое в цилиндр, смешивается с нагретым воздухом и остаточными газами, образуя рабочую смесь, которая воспламеняется. Часть топлива быстро сгорает при постоянном объеме. Изменение давления при этом иллюстрируется кривой  $cz'$  на индикаторной диаграмме (рис. 14).

3. Такт расширения. Оба клапана закрыты. Поршень перемещается от в.м.т. к н.м.т. (рис. 13, в). В начале движения поршня сгорает оставшая часть топлива, поэтому в цилиндре в течение небольшого отрезка времени поддерживается почти постоянное давление. Кривая  $z'z$  на индикаторной диаграмме (рис. 14) отображает процесс предварительного расширения газов. Далее при движении поршня к н.м.т. в связи с увеличением объема уменьшается давление газов в цилиндре. Кривая  $zb$  на индикаторной диаграмме характеризует протекание процесса последующе-

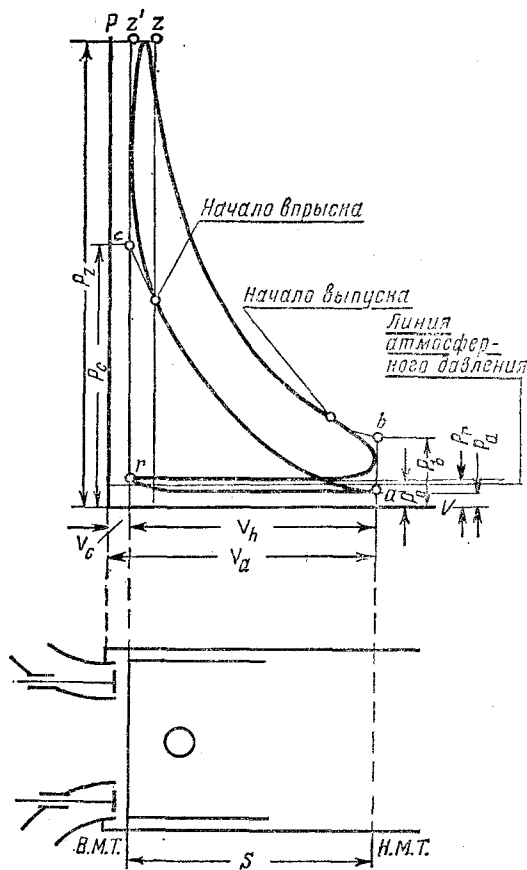


Рис. 14. Индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля.

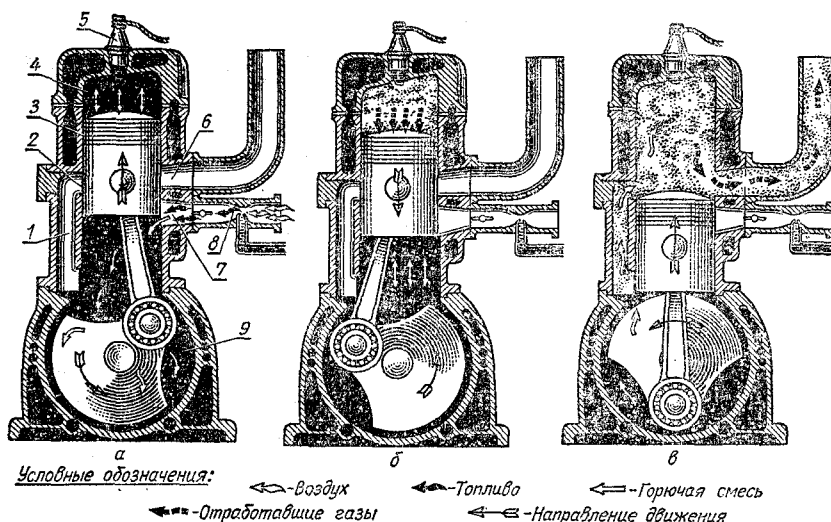


Рис. 15. Схема устройства и работы двухтактного карбюраторного двигателя:

1 — канал, идущий из кривошипной камеры; 2 — продувочное окно; 3 — поршень; 4 — цилиндр; 5 — свеча; 6 — выпускное окно; 7 — впускное окно; 8 — карбюратор; 9 — кривошипная камера.

го расширения газов. Таким образом, такту расширения на индикаторной диаграмме соответствует кривая  $z'zb$ .

4. Такт выпуска. Выпускной клапан открывается. Поршень движется от н. м. т. к в. м. т. (рис. 13, *г*) и через открытый клапан выталкивает отработавшие газы в атмосферу. Такт выпуска на индикаторной диаграмме (рис. 14) показан в виде кривой *br*.

У двигателей обоих типов в течение рабочего цикла только в такте расширения поршень перемещается под давлением газов и посредством шатуна приводит коленчатый вал во вращательное движение. При выполнении остальных (подготовительных) тактов — выпуске, впуске и сжатии — перемещение поршня происходит за счет механической энергии, накопленной маховиком во время такта расширения.

## § 6. РАБОЧИЕ ЦИКЛЫ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двухтактные двигатели могут быть карбюраторными и дизелями. Общим для всех типов двухтактных двигателей является использование потока свежей смеси или воздуха для удаления отработавших газов из цилиндра — так называемая *продувка*, которая осуществляется различными способами.

Схема устройства и работы двухтактного карбюраторного двигателя с кривошипно-камерной продувкой изображена на рисунке 15, а соответствующая индикаторная диаграмма рабочего цикла — на рисунке 16.

У двигателей этого типа в стенке цилиндра 4 сделаны три окна: впускное 7, продувочное 2 и выпускное 6; картер (кривошипная камера) 9 двигателя изолирован от атмосферы. К впускному окну 7 присоединен карбюратор 8. Продувочное окно 2 сообщается каналом 1 с кривошипной камерой 9 двигателя.

Рабочий цикл в двигателе происходит следующим образом. Поршень 3 движется от н. м. т. к в. м. т. (рис. 15, *а*), перекрывая в начале хода продувочное окно, 2, а затем — выпускное 6. После этого в цилиндре начинается сжатие ранее поступившей в него горючей смеси. Изменение давления в цилиндре на этом этапе отображает кривая *fc* на инди-

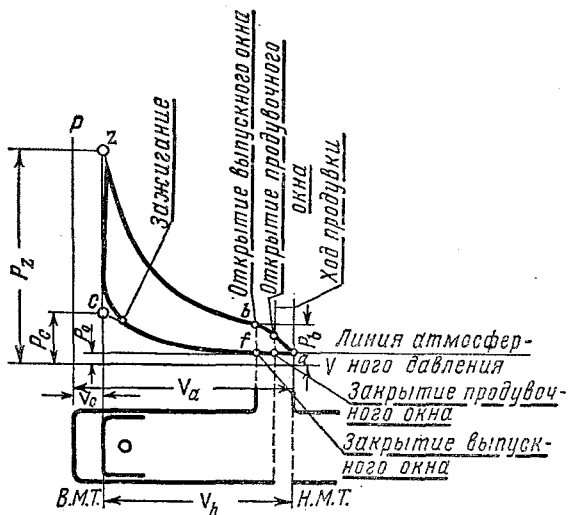


Рис. 16. Индикаторная диаграмма двухтактного карбюраторного двигателя.

Под давлением газов поршень перемещается к н. м. т. (рис. 15, б). В цилиндре происходит расширение газов, которое на индикаторной диаграмме (рис. 16) иллюстрирует кривая *zb*. Как только поршень, двигаясь вниз, закроет впускное окно 7 (рис. 15, б), в кривошипной камере 9 начнется сжатие ранее поступившей в нее горючей смеси.

В конце хода поршень открывает выпускное окно 6 (рис. 15, в), а затем и продувочное окно 2. Через открытое выпускное окно отработавшие газы с большой скоростью выходят в атмосферу. Давление в цилиндре быстро понижается. К моменту открытия продувочного окна давление сжатой горючей смеси в кривошипной камере будет выше, чем давление отработавших газов в цилиндре. Поэтому горючая смесь из кривошипной камеры по каналу 1 входит в цилиндр и, заполняя его, выталкивает остатки отработавших газов через выпускное окно наружу. Кривая *ba* на индикаторной диаграмме (рис. 16) отображает изменение давления в цилиндре во время процессов выпуска и продувки.

Рабочий цикл двухтактного дизеля протекает аналогично рабочему циклу двухтактного карбюраторного двигателя и отличается только тем, что у дизеля в цилиндр поступает не горючая смесь, а воздух.

Чтобы обеспечить хорошую очистку и наполнение цилиндра, в большинстве современных быстроходных двухтактных дизелей применяют специальные продувочные насосы (нагнетатели).

Схема работы двухтактного бескомпрессорного дизеля с нагнетателем изображена на рисунке 17, а соответствующая индикаторная диаграмма — на рисунке 18.

Когда поршень 4 (рис. 17, а) расположен вблизи н. м. т., продувочные отверстия 6 (окна) открываются, и через них в цилиндр 3 из воздушной камеры 2, окружающей цилиндр, поступает воздух под давлением  $1,5 \text{ кг/см}^2$ . Воздух в камеру 2 подается нагнетателем 5. В это время открыт выпускной клапан 1, и воздух, вытесняя из цилиндра отработавшие газы, заполняет цилиндр. Продувка продолжается до тех пор, пока поршень, двигаясь к в. м. т., не перекроет продувочные отверстия. Затем закрывается выпускной клапан, и поршень сжимает воздух (рис. 17, б). На индикаторной диаграмме (рис. 18) изменение давления в цилиндре

каторной диаграмме (рис. 16). В это время в кривошипной камере 9 (рис. 15, а) создается разрежение. Как только нижняя кромка направляющей части (юбки) поршня откроет впускное окно 7, через него из карбюратора 8 в кривошипную камеру засасывается горючая смесь.

Когда поршень находится близко к в. м. т., сжатая рабочая смесь воспламеняется электрической искрой свечи 5. При сгорании смеси давление газов (продуктов сгорания) резко возрастает. Повышение давления в цилиндре показывает кривая *cz* на индикаторной диаграмме (рис. 16).

при ходе поршня от н.м.т. до в.м.т. иллюстрируется кривой  $a'afc$ , а при сжатии воздуха — кривой  $fc$ .

Когда поршень находится около в. м. т., в цилиндр через форсунку 7 впрыскивается распыленное топливо (рис. 17, *в*), которое при соприкосновении со сжатым воздухом воспламеняется. Часть топлива быстро сгорает при постоянном объеме. Повышение давления при этом показано на индикаторной диаграмме (рис. 18) в виде кривой  $cz'$ . Остальная часть топлива сгорает в начале движения поршня от в.м.т. к н.м.т., поэтому в цилиндре в течение небольшого отрезка времени поддерживается почти постоянное давление. Кривая  $z'z$  характеризует процесс предварительного расширения газов. Далее при движении поршня к н.м.т. давление падает и происходит последующее расширение газов, которое характеризуется кривой  $zb$ . Таким образом, весь процесс расширения газов на индикаторной диаграмме характеризуется кривой  $z'zb$ .

В конце хода поршня к н. м. т. открывается выпускной клапан 1 и начинается выпуск отработавших газов (рис. 17, *г*). К тому моменту, когда поршень открывает продувочные отверстия 6, часть отработавших газов уже успевает выйти наружу, давление в цилиндре падает и

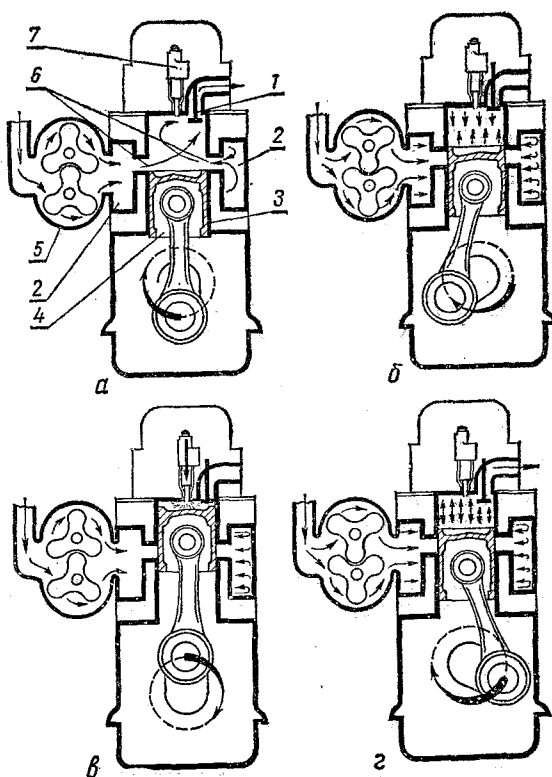


Рис. 17. Схема работы двухтактного дизеля с нагнетателем:

1 — выпускной клапан; 2 — воздушная камера; 3 — цилиндр; 4 — поршень; 5 — нагнетатель; 6 — продувочные отверстия; 7 — форсунка.

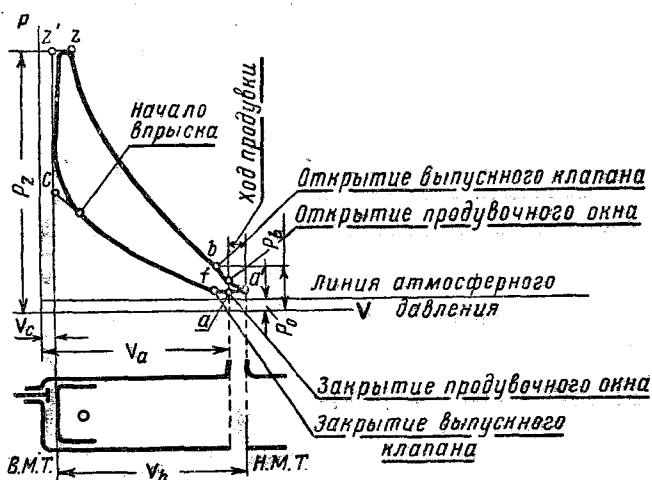


Рис. 18. Индикаторная диаграмма двухтактного дизеля с нагнетателем.

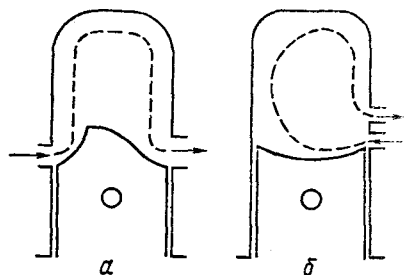


Рис. 19. Контурные схемы продувки цилиндра двухтактного двигателя: а — поперечная продувка; б — петлевая продувка.

воздуха происходит по контуру цилиндра. Эти схемы могут быть с поперечной (рис. 19, а) и с петлевой (рис. 19, б) продувкой. Управление продувочными и выпускными органами распределения связано с движением поршня.

В прямооточных схемах (см. рис. 17) горючая смесь или воздух движется параллельно оси цилиндра, не меняя своего направления. Прямоточная продувка обеспечивает лучшую очистку цилиндра, чем контурная.

## § 7. СРАВНЕНИЕ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ И ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Сопоставление четырехтактного и двухтактного двигателей позволяет сделать следующие выводы.

1. Мощность двухтактных двигателей при прочих равных условиях значительно превышает (на 60—70%) мощность четырехтактных двигателей, так как подача топлива и сгорание его осуществляются при каждом обороте коленчатого вала.

2. Работа двухтактных двигателей протекает более равномерно, потому что такт расширения происходит при каждом обороте коленчатого вала. Это позволяет устанавливать на двухтактный двигатель более легкий маховик.

3. В конструктивном и эксплуатационном отношениях двухтактные двигатели проще четырехтактных, в особенности при поперечной кривошипно-камерной продувке, так как не имеют специального механизма газраспределения.

4. По экономичности двухтактные двигатели несколько уступают четырехтактным из-за менее совершенной очистки цилиндра от продуктов сгорания и потери мощности, расходуемой на привод продувочного насоса. Особенно неэкономичны карбюраторные двигатели, в которых продувка осуществляется горючей смесью, так как в них потеря горючей смеси через выпускные окна может достигнуть 30%. Поэтому большинство карбюраторных быстроходных двигателей выполняется четырехтактными.

## § 8. СРАВНЕНИЕ ДИЗЕЛЕЙ С КАРБЮРАТОРНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

Дизель по сравнению с карбюраторным двигателем имеет следующие основные преимущества.

1. На единицу произведенной работы расходует в среднем на 20—25% (по весу) меньше топлива вследствие более высокой степени сжатия.

начинается продувка цилиндра воздухом. Продувка цилиндра продолжается и при последующем перемещении поршня вверх (рис. 17, а). Кривая  $ba'af$  на индикаторной диаграмме (рис. 18) иллюстрирует изменение давления в цилиндре при процессах выпуска газов из цилиндра и продувки его.

В дальнейшем все процессы повторяются в такой же последовательности.

Различают контурные и прямооточные схемы продувки двухтактных двигателей.

В контурных схемах движение потока горючей смеси или



2. Работает на тяжелых сортах топлива, которое дешевле и менее опасно в пожарном отношении.

Вместе с тем дизелю свойственны и некоторые недостатки.

1. Более высокое давление газов в цилиндре требует увеличения прочности отдельных деталей, а это приводит к увеличению размеров и веса дизеля.

2. Процесс пуска дизеля более сложен и труден, особенно в зимнее время.

Хорошие экономические показатели дизелей обеспечили им широкое применение в качестве стационарных и транспортных двигателей. Сейчас дизели используются на всех отечественных тракторах и в большинстве автомобилей большой грузоподъемности.

## § 9. РАБОТА МНОГОЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Несмотря на наличие маховика, коленчатый вал одноцилиндрового двигателя вращается неравномерно: ускоренно во время такта расширения и замедленно при остальных. Сгорание большого заряда горючей смеси, необходимого для получения нужной мощности, создает резкую, ударную нагрузку на детали кривошипно-шатунного механизма, что увеличивает износ этих деталей и вызывает колебания всего двигателя.

Кроме того, одноцилиндровый двигатель имеет плохую *приемистость*, то есть способность быстро увеличивать обороты коленчатого вала.

Чтобы устранить эти недостатки одноцилиндровых двигателей, на тракторы и автомобили, как правило, устанавливают многоцилиндровые двигатели, то есть такие, в которых несколько одноцилиндровых двигателей объединены в один. В многоцилиндровом двигателе такт расширения повторяется чаще, чем в одноцилиндровом. Это обуславливает более равномерное вращение коленчатого вала многоцилиндрового двигателя и позволяет уменьшить размеры его маховика.

Чтобы многоцилиндровый двигатель работал наиболее равномерно, такты расширения должны следовать через равные промежутки времени, или равные *угловые интервалы*. Для определения углового интервала нужно продолжительность цикла, выраженную в градусах поворота коленчатого вала, разделить на число цилиндров двигателя.

В четырехтактном четырехцилиндровом двигателе такт расширения в цилиндре происходит через  $180^\circ$  ( $720^\circ : 4$ ) по отношению к предыдущему, то есть через половину оборота коленчатого вала. Таким образом, за каждые два оборота коленчатого вала (за рабочий цикл) такты расширения совершаются во всех четырех цилиндрах.

Последовательность чередования тактов расширения в цилиндрах двигателя называется *порядком работы цилиндров двигателя*. Порядок работы зависит от расположения цилиндров, взаимного положения кривошипов коленчатого вала и последовательности открытия и закрытия клапанов механизма газораспределения.

Расположение цилиндров многоцилиндровых двигателей может быть однорядным или двухрядным (рис. 20). В большинстве однорядных двигателей цилиндры располагаются вертикально (рис. 20, а), а в двухрядных — под углом друг к другу. Если в двигателях с двухрядным расположением цилиндров угол между цилинд-

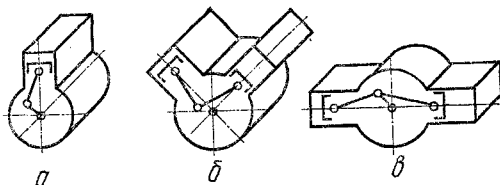


Рис. 20. Схемы расположения цилиндров двигателя:

а — однорядное; б — двухрядное V-образное; в — двухрядное оппозитное.

рами меньше  $180^\circ$ , их называют V-образными (рис. 20, б), когда же этот угол равен  $180^\circ$ , двигатели называют оппозитными (рис. 20, в).

Многоцилиндровые двигатели имеют различное (обычно четное) число цилиндров — от двух до шестнадцати.

Двигатели с однорядным расположением цилиндров обладают большими габаритами и массой, нежели двигатели с двухрядным V-образным расположением цилиндров.

## Глава 4

### ТОПЛИВО ДЛЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

#### § 1. КЛАССИФИКАЦИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ТОПЛИВ И ИХ ТЕРМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА

Автотракторные топлива по физическому состоянию, в котором они находятся при поступлении в двигатель, делятся на *жидкие* и *газообразные*. По роду исходного сырья топлива разделяются на две группы: *нефтяные* и *ненефтяные*.

К первой группе относятся бензин, керосин и дизельное топливо. Эти топлива получают в результате прямой перегонки или деструктивной\* переработки нефти, а также при смешивании топлив, получаемых обоими методами.

К ненефтяным жидким топливам относятся такие сорта бензинов и керосинов, которые получают путем переработки сланцев, торфа и углей.

В качестве топлива для автотракторных двигателей могут применяться и газы: генераторный, сжатый и сжиженный. В настоящее время для автомобильных двигателей используют сжатые и сжиженные газы нефтяного и ненефтяного происхождения.

*Сжатые* газы характеризуются тем, что при нормальной температуре ( $20^\circ\text{C}$ ) и высоком давлении остаются в газообразном состоянии.

*Сжиженные* газы характеризуются тем, что при нормальной температуре превращаются в жидкость при сравнительно невысоком давлении (до  $16 \text{ кг/см}^2$ ).

Газообразное топливо обладает рядом ценных качеств. Оно значительно дешевле жидкого и наиболее полно используется при сгорании.

Огромные масштабы газификации СССР создают большие перспективы для использования газообразных топлив в автотракторных двигателях.

В процессе сгорания химическая энергия топлива превращается в тепловую энергию. Сгорание топлива может быть полным и неполным.

Полное сгорание топлива характеризуется тем, что весь углерод топлива соединяется с кислородом, образуя углекислый газ ( $\text{CO}_2$ ), а весь водород соединяется с кислородом, образуя воду.

Неполное сгорание топлива означает, что часть углерода окисляется не полностью, поэтому, кроме углекислого газа и воды, образуется еще окись углерода ( $\text{CO}$ ). Она обладает способностью соединяться с кислородом и может быть использована как топливо.

Важнейшим показателем, определяющим ценность топлива, является его *теплотворность*  $Q$ . Она характеризуется количеством теплоты (*ккал*), которая выделяется при полном сгорании  $1 \text{ кг}$  жидкого или  $1 \text{ м}^3$  газообразного\*\* топлива.

\* Деструктивной переработкой нефти называют такие процессы получения нефтепродуктов, при которых изменяется структура молекул углеводородов, имеющихся в исходном сырье.

\*\* Количество газа ( $\text{м}^3$ ) принято относить к нормальным условиям, то есть к давлению  $1 \text{ кг/см}^2$  и температуре  $0^\circ\text{C}$ .

Различают высшую  $Q_v$  и низшую  $Q_n$  теплотворность топлива. Высшая теплотворность определяется при условии, что вода, образующаяся при сгорании топлива, будет в жидком состоянии, а низшая теплотворность — при условии, что вода, образующаяся при сгорании топлива, будет в парообразном состоянии.

Низшая теплотворность автомобильных бензинов равна 10 400 ккал/кг, а дизельного топлива — 10 000 ккал/кг.

## § 2. ТОПЛИВО ДЛЯ КАРБЮРАТОРНЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Современные автотракторные карбюраторные двигатели работают на бензине.

Для обеспечения надежной и экономичной работы карбюраторного двигателя в разных эксплуатационных условиях топливо должно обладать хорошей испаряемостью, достаточной детонационной стойкостью, хорошей физической и химической стабильностью, минимальной способностью образовывать смолистые отложения и вызывать коррозию деталей. Оно не должно иметь механических примесей и воды.

Испаряемость топлива, то есть способность его переходить из жидкого состояния в парообразное, оценивается по температурам выкипания 10, 50 и 90 % топлива.

Температура выкипания 10 % топлива характеризует его пусковые свойства. Чем ниже эта температура, тем легче на таком топливе запустить двигатель. Однако при этом повышается опасность образования газовых пробок в топливной системе двигателя.

По температуре выкипания 50 % топлива можно судить об испаряемости средних фракций. Чем ниже эта температура, тем устойчивее работа двигателя.

Температура выкипания 90 % топлива характеризует полноту его испарения. Чем ниже эта температура, тем меньше тяжелых фракций содержит топливо.

Детонационная стойкость. Процесс сгорания топлива в двигателях протекает в течение малого промежутка времени. Например, при вращении коленчатого вала со скоростью 2000 об/мин время сгорания составляет 0,003—0,004 сек.

Продолжительность процесса сгорания топлива находится в прямой зависимости от скорости распространения в цилиндре фронта пламени\*. При нормальном сгорании фронт пламени распространяется в цилиндре со скоростью 20—30 м/сек. Однако процесс сгорания в двигателе может принимать детонационный (взрывной) характер, при котором скорость распространения фронта пламени достигает 2000—2500 м/сек.

Детонационное сгорание смеси сопровождается звонкими металлическими стуками, периодическими выхлопами черного дыма из выпускной трубы, перегревом двигателя, понижением его мощности и экономичности.

При детонационном сгорании происходит повышенный износ деталей, а иногда разрушение вкладышей подшипников, выгорание днищ поршней и обгорание клапанов.

Причина детонационного сгорания заключается в образовании и затем распаде в конце процесса сгорания топлива нестойких кислородсодержащих веществ, называемых *пероксидами*.

Способность топлива противостоять детонационному сгоранию называется *детонационной стойкостью*. Она зависит от того, какие углеводороды преобладают в топливе. Детонационная стойкость топлива оце-

\* Фронтом пламени называется зона реакции сгорания, отделяющая продукты сгорания от свежей смеси.

нивается *октановым числом*, которое может определяться моторным или исследовательским методами.

Моторный метод заключается в подборе такой смеси эталонных топлив, которая дает в одноцилиндровом двигателе при стандартных условиях работы такую же интенсивность детонации, как и испытуемое топливо. Исследовательский метод испытания топлива отличается от моторного только менее напряженным режимом работы одноцилиндрового двигателя, соответствующим работе двигателя при движении автомобиля в городских условиях.

В качестве эталонных топлив приняты два углеводорода: *нормальный гептан*, детонационная стойкость которого условно принята равной нулю, и *изооктан*, детонационная стойкость которого условно принята равной 100 единицам.

Октановым числом топлива называется процентное (по объему) содержание изооктана в смеси с нормальным гептаном, которая по детонационной стойкости равноценна испытываемому топливу.

Детонационное сгорание в большинстве случаев возникает при несоответствии между степенью сжатия двигателя и детонационной стойкостью применяемого топлива. Кроме того, на возникновение детонационного сгорания оказывают влияние форма камеры сгорания, диаметр цилиндра, количество свечей, их расположение и другие факторы.

В карбюраторных двигателях в зависимости от сорта топлива, назначения двигателя и других параметров степень сжатия находится в пределах от 5 до 10. Чем выше октановое число топлива, тем выше максимально допустимая степень сжатия.

Если топливо склонно к детонационному сгоранию, то его октановое число можно повысить, добавив незначительное количество (0,04—0,1%) веществ, известных под названием *антидетонаторов*. Антидетонаторы не изменяют физико-химические свойства топлива.

Наиболее широкое применение из числа антидетонаторов получил тетраэтиловый свинец (ТЭС), который вводят в топливо в виде *этиловой жидкости* марки Р-9. Топливо с добавлением этиловой жидкости называют *этилированным*. Оно ядовито, поэтому при обращении с ним должны соблюдаться специальные правила предосторожности. В этилированное топливо вводят специальный краситель, таким образом, по цвету топлива можно узнать о том, что оно ядовито.

В настоящее время проводятся испытания новых неядовитых марганцевых антидетонаторов (ЦТМ, МКЦМ и др.). Эффективность антидетонатора МКЦМ не меньше, чем антидетонатора ТЭС.

Стабильностью топлива называется его способность сохранять свои начальные физические и химические свойства при хранении, транспортировании и перекачивании.

Склонность топлива к образованию отложений вызывается главным образом наличием в нем смолистых веществ и зависит от его химической стабильности. Отложение смолистых веществ топлива в фильтрах и в каналах карбюратора нарушает нормальную подачу топлива. Смолистые вещества, отлагаясь на клапанах, поршнях и других деталях, обугливаются и превращаются в нагар, который ухудшает отвод тепла и увеличивает износ деталей. В связи с этим содержание смол в топливе строго ограничивается.

Коррозионное действие топлива. Чтобы предохранить детали двигателя от коррозии и коррозионных износов, топливо очищают от водорастворимых кислот и щелочей. Кроме того, ограничивают содержание в нем органических кислот и сернистых соединений.

Механические примеси и вода в топливе увеличивают износ деталей двигателя. Они могут вызвать засорение фильтров, топливопроводов и каналов карбюратора и этим нарушить нормальную подачу топлива. Присутствие воды в топливе затрудняет пуск двигателя, а зи-

мой при замерзании воды может произойти закупоривание топливопроводов.

Марки бензинов. В соответствии с ГОСТом 2084—67 выпускается пять марок автомобильных бензинов: А-66, А-72, А-76, АИ-93 и АИ-98. Буквой «А» обозначено, что бензин автомобильный, а цифрой — минимальное октановое число бензина. В первых трех марках бензина октановое число определяется моторным методом, а в последних двух — исследовательским. На это указывает буква «И», стоящая в названии марки после буквы «А».

Автомобильные бензины, за исключением бензина марки АИ-98, подразделяются на летние и зимние.

### § 3. ТОПЛИВО ДЛЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Автотракторные дизели работают на дизельном топливе, качества которого должны отвечать определенным требованиям, вытекающим из особенностей рабочего цикла и конструкции этих двигателей.

Качество дизельного топлива должно быть таким, чтобы обеспечить бесперебойную подачу топлива на всех эксплуатационных режимах, хорошее смесеобразование и легкий запуск, хорошее воспламенение и плавное сгорание рабочей смеси, минимальное образование нагара и отложений в дизеле и наименьшую коррозию деталей дизеля.

Вязкость — один из основных показателей качества дизельного топлива. Вязкость (внутреннее трение) — это свойство жидкости оказывать сопротивление при перемещении одной ее части относительно другой.

Вязкость измеряется в единицах динамической, кинематической и условной вязкости. В стандартах на дизельное топливо приводится кинематическая вязкость в стоксах (ст) \*.

Вязкость зависит от температуры жидкости, поэтому всегда указывают, при какой температуре вязкость была определена.

От вязкости в большой степени зависит качество распыливания топлива и смесеобразования. При понижении вязкости тонкость распыливания топлива и смесеобразование улучшаются, но несколько ухудшаются условия смазки деталей топливного насоса.

Однако малая вязкость вызывает чрезмерное распыливание топлива, в результате чего резко уменьшается дальнобойность капель топлива и в отдаленные от форсунки части камеры сгорания топливо не попадает. Это нарушает однородность горючей смеси и ухудшает ее сгорание.

При повышении вязкости тонкость распыливания топлива и процесс смесеобразования ухудшаются, поэтому топливо полностью не сгорает, при этом наблюдается дымный выпуск отработавших газов.

Кинематическая вязкость дизельного топлива при 20° С должна быть не менее 2,2 *сст* и не более 8 *сст*.

Фракционный состав дизельного топлива. Повышенное содержание тяжелых фракций в дизельном топливе приводит к тому, что топливо не успевает испариться и образовать однородную смесь. В этом случае сгорание топлива будет неполным. Однако и чрезмерно облегченное по фракционному составу топливо тоже применять нельзя, так как оно обладает малой вязкостью.

Температура выкипания дизельного топлива должна находиться в пределах 170—360° С.

Температурой помутнения называется температура, при которой дизельное топливо мутнеет вследствие выделения кристаллов твердых углеводородов (парафинов). Эти кристаллы, засоряя топлив-

\* Размерность стокса —  $см^2/сек$ . Сотая часть стокса называется сантистоксом и обозначается *сст*.

ные фильтры, затрудняют подачу топлива в дизель. Для нормальной работы дизеля нужно, чтобы температура помутнения дизельного топлива была на 3—5° С ниже минимальной температуры окружающего воздуха.

Температурой застывания называется температура, при которой топливо теряет подвижность. Эта температура должна быть на 10° С ниже минимальной температуры окружающего воздуха. При температуре застывания уровень топлива в пробирке, наклоненной под углом 45°, должен оставаться неподвижным в течение 1 мин.

Температурой самовоспламенения топлива называется наименьшая температура, при которой топливо воспламеняется без постороннего источника пламени.

Самовоспламенение топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания, происходит не сразу, а по истечении определенного периода, который называют *периодом задержки самовоспламенения*.

В этот период топливо, соприкасаясь с нагретым от сжатия воздухом, подогревается и, испаряясь, смешивается с ним. Одновременно окисляются углеводороды топлива и образуются их нестойкие соединения с кислородом воздуха (перекиси).

В период задержки самовоспламенения топливный насос продолжает подачу топлива в камеру сгорания. Чем продолжительнее этот период, тем больше топлива накапливается в камере сгорания к моменту самовоспламенения. Это вызывает при самовоспламенении топлива резкое нарастание давления в цилиндре (жесткая работа дизеля), которое сопровождается глухими стуками и нередко приводит к преждевременному износу подшипников и шеек коленчатого вала.

Жесткая работа дизеля по внешним признакам напоминает детонационное сгорание в карбюраторном двигателе, однако причины этих явлений противоположны. Все факторы, способствующие быстрому окислению углеводородов с образованием перекисей, уменьшают период задержки самовоспламенения и, следовательно, уменьшают жесткость работы дизеля. У карбюраторных двигателей способность топлива к образованию перекисей приводит к детонационному сгоранию.

Длительность периода задержки самовоспламенения зависит от свойств топлива и качества подготовки смеси.

Самовоспламеняемость топлива оценивается *цетановым числом*, которое определяют на одноцилиндровом двигателе так же, как и октановое число, сопоставляя самовоспламеняемость испытуемого и эталонных топлив. В качестве эталонных топлив приняты углеводороды: *цетан* и *альфа-метилнафталин*. Первый имеет хорошую самовоспламеняемость (она условно принята за 100 единиц), второй — плохую (она условно принята за 0 единиц).

Цетановым числом дизельного топлива называется процентное (по объему) содержание цетана в такой смеси с альфа-метилнафталином, которая по самовоспламеняемости равноценна испытуемому топливу. Применение топлива с низким цетановым числом приводит к жесткой работе дизеля. По существующим стандартам цетановое число дизельного топлива должно быть не ниже 40 единиц для дизелей, коленчатые валы которых вращаются с 1000—1500 об/мин.

Склонность топлива к образованию отложений и нагара. При содержании в дизельном топливе значительного количества асфальто-смолистых соединений, тяжелых фракций и механических примесей в камерах сгорания, на клапанах, форсунках и поршневых кольцах образуются лакообразные отложения и нагар.

Эти отложения вызывают перегрев дизеля, пригорание (закоксовывание) поршневых колец, засорение распыливающих отверстий форсунок и т. д. В результате этого падает мощность и снижается экономичность дизеля.

О склонности топлива к нагарообразованию можно ориентировочно судить по его *коксовому числу*, которое определяется по коксемости 10% остатка топлива после его разгонки. Коксовое число выражается в процентах и показывает количество кокса, оставшегося в результате испарения и разложения этого остатка топлива при его прокаливании без доступа воздуха. Чем меньше коксовое число, тем выше качество топлива.

Коррозионное действие дизельного топлива обуславливается теми же причинами, что и у топлива для карбюраторных двигателей. Наибольшее коррозионное действие оказывают сернистые соединения. Нефтяная промышленность выпускает топливо с содержанием серы до 1%.

Для уменьшения износа деталей от сернистой коррозии применяют коррозионно-устойчивые материалы (хромокремнистый чугун и др.), вводят в дизельные масла специальные антикоррозионные присадки (ЦИАТИМ-339 и др.), а также хромируют поверхности некоторых деталей (например, поверхности поршневых колец).

Механические примеси и вода в дизельном топливе абсолютно недопустимы. Детали топливных насосов и форсунок изготавливаются с большой точностью, зазоры между отдельными деталями колеблются в пределах 0,001—0,003 мм, поэтому наличие механических примесей даже в очень малых количествах приводит к нарушению нормальной работы дизеля и быстрому износу деталей топливного насоса и форсунок.

Механические примеси могут попасть в дизельное топливо, если не соблюдаются правила его перевозки, хранения и заправки.

Присутствие воды в топливе влечет за собой коррозию металлов, к тому же при пониженных температурах вода превращается в мельчайшие кристаллы льда, которые нарушают, а иногда прекращают подачу топлива.

Для удаления механических примесей и воды нужно в течение длительного периода отстаивать топливо в резервуарах (не менее 48 часов), тщательно фильтровать его при заправке и периодически сливать отстой из топливных баков.

Зольность дизельного топлива должна быть не более 0,02%, так как зола способствует повышенному нагарообразованию и вызывает повышенный износ деталей дизеля.

Марки дизельных топлив. Выпускаются следующие марки дизельных топлив: ДА, ДЗ, ДЛ (ГОСТ 4749—49) из малосернистых нефтей, А, С, З и Л (ГОСТ 305—62) из сернистых нефтей.

Для эксплуатации дизелей в зимних условиях при температуре окружающего воздуха ниже  $-30^{\circ}\text{C}$  предназначено топливо марки ДА и А, а при температуре выше  $-30^{\circ}\text{C}$  — топливо марок ДЗ и З.

Для эксплуатации дизелей в летних условиях при температуре  $0^{\circ}\text{C}$  и выше применяют топливо марок ДЛ и Л.

## Глава 5

### ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ДВИГАТЕЛЯХ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ДВИГАТЕЛЯ

#### § 1. ПРОЦЕСС ВПУСКА

Для того чтобы произвести наибольшую работу при данном объеме цилиндра и определенном числе оборотов двигателя, нужно наполнить цилиндр максимально возможным количеством горючей смеси или воздуха. Увеличение продолжительности открытия впускного клапана способствует лучшему наполнению цилиндра двигателя. В автотракторных

двигателях впускной клапан открывается на  $5\text{--}20^\circ$  раньше (по углу поворота коленчатого вала), чем поршень достигнет в.м.т., а закрывается на  $40\text{--}70^\circ$  позже прихода поршня в н.м.т.

Впуск горючей смеси в цилиндр четырехтактного карбюраторного двигателя совершается при давлении  $p_a = 0,75\text{--}0,95 \text{ кг/см}^2$ . Значение давления  $p_a$  зависит главным образом от сопротивления впускной системы. Чем больше сопротивление впускной системы, тем меньше  $p_a$ . На величину сопротивления впускной системы влияют конструкция и техническое состояние воздухоочистителя, карбюратора и впускного трубопровода (сечение и длина трубопровода, число колен и их радиус, качество поверхности внутренних стенок трубопроводов).

По сравнению с карбюраторными двигателями в дизелях при том же числе оборотов величина  $p_a$  несколько выше вследствие того, что их впускная система имеет меньшее сопротивление.

В двухтактных двигателях, не имеющих нагнетателей, давление  $p_a$  равно атмосферному  $p_0$ , а в двигателях, работающих с нагнетателем, то есть с наддувом, оно выше атмосферного и равняется давлению наддува  $p_n$ .

Газ (горючая смесь или воздух), поступающий в цилиндр двигателя, соприкасаясь с горячими стенками впускного трубопровода и клапанов, подогревается. Подогрев вновь поступившего газа продолжается в цилиндре двигателя в результате перемешивания газа с остатками отработавших газов и соприкосновения с горячими стенками цилиндра и с днищем поршня.

Температура  $T_a$  газа, находящегося в цилиндре в конце впуска, для четырехтактных двигателей находится в пределах  $330\text{--}390^\circ \text{ К}$ , а для двухтактных — в пределах  $330\text{--}350^\circ \text{ К}$ . Для дизелей она обычно меньше, чем для карбюраторных двигателей.

Весовое количество горючей смеси (или воздуха), поступившей в цилиндр двигателя во время процесса наполнения и оставшейся в цилиндре к моменту закрытия впускного клапана, называют *весовым зарядом цилиндра*.

Различают действительный и теоретический весовой заряд.

Под *действительным весовым зарядом*  $G_d$  понимают заряд, который фактически поступил в цилиндр двигателя и остался в нем.

Под *теоретическим весовым зарядом*  $G_T$  понимают заряд, который может поместиться в рабочем объеме цилиндра  $V_h$  при давлении и температуре окружающей среды  $p_0$  и  $T_0$  (при расчетах принимают  $p_0 = 1 \text{ кг/см}^2$ , а  $T_0 = 273 + 15^\circ \text{ К}$ ).

В двигателях, работающих без наддува, действительный весовой заряд меньше теоретического. Такое положение обусловливается сопротивлением впускной системы, а также уменьшением фактической продолжительности впуска из-за расширения остаточных газов. Эти газы препятствуют наполнению цилиндра до тех пор, пока они не расширятся и их давление  $p_r$  не станет равным  $p_a$ . Кроме того, в процессе наполнения заряд нагревается от стенок цилиндра и днища поршня, смешиваясь с остаточными газами. В результате объем его увеличивается.

Степень заполнения цилиндра двигателя горючей смесью или воздухом оценивается *коэффициентом наполнения*  $\eta_v$ , который характеризует отношение действительного весового заряда  $G_d$  к теоретическому  $G_T$ :

$$\eta_v = \frac{G_d}{G_T}. \quad (6)$$

Коэффициент наполнения зависит главным образом от давления и температуры газов в конце впуска, числа оборотов и нагрузки двигателя.

Если при впуске давление газов увеличить, а их температуру уменьшить, то коэффициент наполнения возрастет. Однако для карбюратор-



ных двигателей уменьшение  $T_a$  не всегда целесообразно, так как при недостаточной температуре газов в процессе впуска топливо конденсируется и его сгорание ухудшается. С увеличением числа оборотов двигателя коэффициент наполнения понижается из-за сокращения продолжительности впуска.

Коэффициент наполнения можно увеличить применением наддува, правильным выбором моментов открытия и закрытия впускного клапана (фаз газораспределения), увеличением высоты подъема впускного клапана и его проходного сечения. В современных автотракторных двигателях коэффициент наполнения при числе оборотов, соответствующем максимальной мощности, имеет следующие значения:

	$\eta_v$
для четырехтактных карбюраторных двигателей	0,75—0,85
для четырехтактных дизелей . . . . .	0,80—0,90
для двухтактных двигателей . . . . .	0,55—0,70

Двигатели, работающие с наддувом, имеют более высокие значения коэффициента наполнения, например, для дизеля СМД-14 без наддува  $\eta_v = 0,85$ , а при наддуве ( $p_k = 1,3 \text{ кг/см}^2$ )  $\eta_v = 0,99$ .

## § 2. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Основное назначение процесса сжатия состоит в том, чтобы создать условия, способствующие возможно лучшему сгоранию горючей смеси.

Процесс сжатия протекает в условиях непрерывного изменения температуры заряда и теплообмена между зарядом, стенками цилиндра и днищем поршня.

В начале сжатия, при установившемся тепловом режиме двигателя, температура заряда ниже температуры стенок цилиндра и днища поршня, поэтому заряд подогревается при соприкосновении с ними. Дальнейшее сжатие заряда приводит к повышению его температуры, в результате чего тепло передается от заряда к стенкам цилиндра и к днищу поршня. Поэтому процесс сжатия характеризуется политропным изменением параметров заряда.

В конце сжатия у карбюраторных двигателей давление  $p_c = 7—12 \text{ кг/см}^2$  и температура  $T_c = 500—700^\circ \text{ К}$ , а у дизелей соответственно  $30—40 \text{ кг/см}^2$  и  $750—950^\circ \text{ К}$ .

## § 3. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ (ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ)

Сгорание топлива — быстро протекающий окислительный процесс, сопровождающийся выделением тепла и излучением света. При сгорании топлива в цилиндрах автотракторных двигателей атомы углерода и водорода, образующие молекулы топлива, соединяются с кислородом воздуха.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива подсчитывается по элементарному составу топлива:

$$L_0 = \frac{2,67C + 8H - O}{0,23} \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}, \quad (7)$$

где С, Н и О — содержание по массе соответственно углерода, водорода и кислорода в 1 кг топлива.

Количество воздуха, фактически участвующее в процессе сгорания 1 кг топлива в цилиндре двигателя, называется действительным количеством воздуха  $L_d$ .

Отношение действительного количества воздуха к теоретически необходимому количеству воздуха называется *коэффициентом избытка воздуха*:

$$\alpha = \frac{L_d}{L_0}. \quad (8)$$

При работе двигателя возможны различные варианты соотношений действительного и теоретически необходимого количества воздуха.

1.  $L_d < L_0$ , то есть  $\alpha < 1$ ; это значит, что воздуха в горючей смеси меньше, чем нужно для полного сгорания 1 кг топлива. Такая горючая смесь, имеющая избыток топлива, называется *богатой*.

2.  $L_d = L_0$ , то есть  $\alpha = 1$ ; в этом случае воздуха в горючей смеси ровно столько, сколько нужно для полного сгорания 1 кг топлива. Такая горючая смесь называется *нормальной*.

3.  $L_d > L_0$ , то есть  $\alpha > 1$ ; это значит, что воздуха в горючей смеси больше, чем нужно для полного сгорания 1 кг топлива. Такая горючая смесь называется *бедной*.

Коэффициент избытка воздуха зависит от способа приготовления смеси, режима работы двигателя и рода применяемого топлива. Ниже приведены пределы изменения коэффициента  $\alpha$  для различных типов автотракторных двигателей в зависимости от режима их работы:

	$\alpha$
карбюраторные двигатели . . . . .	0,60—1,15
дизели . . . . .	1,20—1,65

Сравнительно большой коэффициент избытка воздуха у дизелей объясняется менее благоприятными условиями смесеобразования; дизели не имеют специального устройства для смешивания топлива с воздухом вне цилиндра, кроме того, время, отводимое у них на смесеобразование, в 40—50 раз меньше, чем у карбюраторных двигателей.

При сгорании 1 кг жидкого (или 1 моля газообразного) топлива газам может быть сообщено количество теплоты, равное низшей теплотворной способности топлива  $Q_H$ , а в действительности газам сообщается только часть этой теплоты  $\xi Q_H$ , где  $\xi$  — коэффициент использования теплоты, учитывающий потери тепла в охлаждающую среду, при догорании топлива в процессе расширения и вследствие диссоциации газов.

Значение коэффициента использования теплоты изменяется для различных типов двигателей в следующих пределах:

	$\xi$
карбюраторные двигатели . . . . .	0,80—0,95
дизели . . . . .	0,70—0,90

Чем выше испаряемость топлива, чем совершеннее процесс смесеобразования и чем больше скорость распространения фронта пламени, тем выше коэффициент использования теплоты.

#### § 4. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

На рисунке 21 изображена индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя, построенная в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Точка  $m$  на диаграмме расположена за  $\Theta^\circ$  до в.м.т. и соответствует моменту зажигания. Угол  $\Theta^\circ$  называют *углом опережения зажигания*.

В течение некоторого промежутка времени (на индикаторной диаграмме между точками  $m$  и  $n$ ) закон изменения давления в цилиндре остается одним и тем же. В этот период — *период скрытого сгорания*, в смеси у электродов свечи возникают очаги горения и во всем объеме смеси протекают химические и тепловые процессы, подготавливающие

смесь к сгоранию. Теплота, выделяющаяся при этом, расходуется на нагрев значительного объема невоспламененной смеси, поэтому нарастание давления и температура газов невелики.

Затем вследствие более интенсивного протекания реакций окисления топлива давление в цилиндре резко повышается (на индикаторной диаграмме между точками  $n$  и  $z$ ) и возрастает температура газов. Это второй период процесса сгорания, его называют *периодом быстрого* (видимого) *сгорания*.

В точке  $z$  давление достигает своего максимума, и к этому моменту основная часть топлива сгорает. Далее (на индикаторной диаграмме за точкой  $z$ ) происходит сгорание топлива, не успевшего сгореть своевременно. Вследствие того что при этом значительно увеличивается объем, давление газов в цилиндре уменьшается. Этот процесс называют *догоранием*.

Давление и температура конца сгорания смеси (точка  $z$ ) имеют примерно следующие значения:  $p_z = 25—45 \text{ кг/см}^2$  и  $T_z = 2300—2700^\circ \text{ К}$ .

Скорость нарастания давления в период видимого сгорания характеризуется повышением давления на  $1^\circ$  поворота коленчатого вала. Эта величина определяет жесткость работы двигателя. Для карбюраторного двигателя она не должна превышать  $2,5 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота коленчатого вала.

Работа двигателя с жесткостью, превышающей вышеуказанную, сопровождается стуками и приводит к быстрому износу деталей двигателя.

Для наиболее полного сгорания топлива в отводимый для этого отрезок времени необходимо увеличивать скорость распространения фронта пламени до пределов, обеспечивающих нормальную (не жесткую) работу двигателя.

Большое влияние на скорость распространения фронта пламени оказывает состав горючей смеси. Наибольшая скорость распространения фронта пламени достигается при некотором недостатке воздуха в смеси, когда  $\alpha = 0,85—0,90$ . При этом коэффициент избытка воздуха двигатель развивает максимальную мощность.

При обедненной смеси (с незначительным избытком воздуха) вследствие замедленного распространения фронта пламени мощность двигателя снижается, но экономичность улучшается, так как расходуется меньшее количество топлива.

Скорость распространения фронта пламени уменьшается, если коэффициент  $\alpha$  больше или меньше указанных выше пределов. При  $\alpha = 0,4—0,5$  и  $\alpha = 1,4—1,5$  горючая смесь вообще не воспламеняется.

Увеличению скорости распространения фронта пламени способствует вихревое движение смеси, повышение температуры смеси перед воспламенением, повышение степени сжатия и уменьшение содержания в смеси остаточных газов.

Однако, если степень сжатия превышает допустимую величину, нормальное сгорание топлива нарушается и переходит в детонационное.

Большое влияние на возникновение детонационного сгорания оказыва-

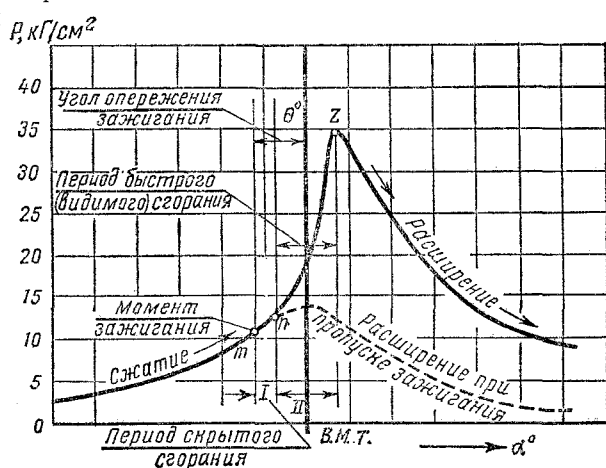


Рис. 21. Развернутая индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя.

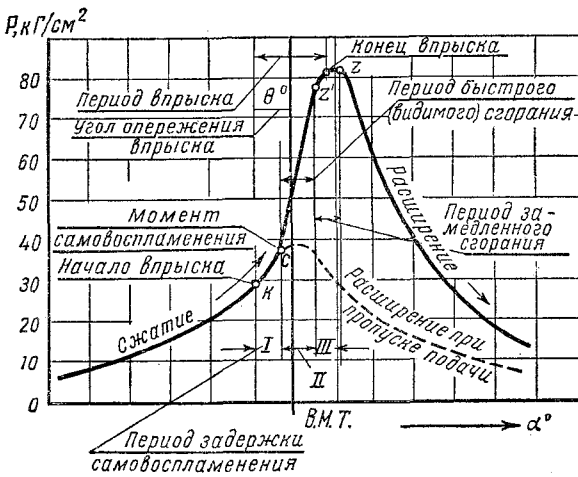


Рис. 22. Развернутая индикаторная диаграмма дизеля.

накаленными (перегретыми) выпускными клапанами, электродами свечи или нагаром. Обычно это случается, когда двигатель перегрет, например, при ненормальном режиме работы двигателя или недостаточном его охлаждении.

Работа двигателя с преждевременными вспышками характеризуется значительной неравномерностью и сопровождается понижением его мощности и перегревом.

### § 5. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ

Процесс сгорания в дизелях упрощенно можно представить состоящим из трех периодов, которые видны на развернутой индикаторной диаграмме дизеля, построенной в зависимости от угла поворота коленчатого вала (рис. 22).

Точка *k* на индикаторной диаграмме находится за  $\Theta^\circ$  до в.м.т.

Она отмечает момент начала впрыска топлива в цилиндр. Угол  $\Theta^\circ$  называют *углом опережения впрыска топлива форсункой*.

Впрыск топлива продолжается в течение большей части процесса сгорания.

В первый период процесса сгорания (на индикаторной диаграмме — I между точками *k* и *c*) закон нарастания давления в цилиндре остается неизменным, а температура топлива повышается до температуры самовоспламенения. Это *период задержки самовоспламенения*.

Точка *c* характеризует момент самовоспламенения топлива и начало второго периода процесса сгорания, так называемого *периода быстрого (видимого) сгорания*.

Во второй период (между точками *c* и *z'*) сгорает все топливо, поданное в цилиндр в первый и второй периоды, поэтому резко возрастает давление, а следовательно, и температура. Скорость нарастания давления в период быстрого сгорания характеризует жесткость работы дизеля.

Условно принято считать работу дизеля мягкой, если скорость нарастания давления в период быстрого сгорания не превышает  $4 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота коленчатого вала. Для снижения жесткости работы дизеля нужно уменьшить период задержки самовоспламенения. Этого можно добиться правильным выбором топлива, увеличением степени сжатия, дополнительным подогревом поступающего воздуха, уменьшением размеров капель распыленного топлива.

ет эксплуатационный режим работы двигателя. Вероятность появления детонационного сгорания снижается при уменьшении угла опережения зажигания, увеличении числа оборотов двигателя, интенсивном охлаждении цилиндров, изменении состава горючей смеси (наиболее склонна к детонации смесь при  $\alpha = 0,80 - 0,95$ ).

В карбюраторном двигателе иногда происходит преждевременное воспламенение (вспышка) смеси не от электрической искры, а в результате соприкосновения смеси с

Степень сжатия  $\epsilon$  дизелей должна быть такой, при которой происходит надежное самовоспламенение топлива. В современных автотракторных дизелях  $\epsilon = 15-20$ .

В третьем периоде процесса сгорания (между точками  $z'$  и  $z$ ) давление нарастает медленнее, потому что он протекает при увеличивающемся объеме над поршнем. В этом периоде скорость сгорания понижается по сравнению со вторым периодом, так как уменьшается концентрация кислорода в смеси. Третий период обычно называют *периодом замедленного сгорания*.

Продолжительность периода замедленного сгорания зависит от количества топлива, поступившего в цилиндр за этот период, и от интенсивности перемешивания топлива с воздухом.

Обычно у дизелей, как и у карбюраторных двигателей, наблюдается процесс догорания, то есть происходит сгорание остатка топлива при увеличении объема (уменьшении давления).

Значения давлений и температур в конце сгорания (точка  $z$ ) для автотракторных дизелей находятся в следующих пределах:  $p_z = 50-90 \text{ кг/см}^2$  и  $T_z = 1900-2400^\circ \text{ К}$ .

## § 6. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

Назначение процесса расширения состоит в том, чтобы преобразовать выделившуюся при сгорании топлива теплоту в механическую работу.

Процесс расширения протекает при догорании топлива, сопровождается утечкой газов через неплотности между цилиндром и поршнем и отводом теплоты в охлаждающую среду, поэтому он характеризуется политропным изменением параметров газа.

В конце процесса расширения у карбюраторных двигателей давление  $p_b = 3-4 \text{ кг/см}^2$  и температура  $T_b = 1200-1500^\circ \text{ К}$ , а у дизелей соответственно  $2-4 \text{ кг/см}^2$  и  $900-1200^\circ \text{ К}$ .

## § 7. ПРОЦЕСС ВЫПУСКА

У автотракторных двигателей для наиболее полной очистки цилиндров от отработавших газов (продуктов сгорания) выпускной клапан открывается за  $40-70^\circ$  до прихода поршня в н.м.т. и закрывается на  $10-25^\circ$  позже того, как поршень минует в. м. т.

При опережении открытия выпускного клапана к моменту прихода поршня в н.м.т. значительная часть отработавших газов под действием собственного избыточного давления выходит из цилиндра с большой скоростью. Это уменьшает работу на выталкивание газов из цилиндра при движении поршня от н.м.т. к в.м.т.

Запаздывание закрытия выпускного клапана дает возможность использовать для лучшей очистки цилиндра инерцию отработавших газов, имеющих большую скорость.

Значение давления выпуска  $p_r$  изменяется в пределах  $1,05-1,25 \text{ кг/см}^2$ , а температура в конце выпуска  $T_r$  — в пределах  $700-1200^\circ \text{ К}$ . У дизелей она меньше, чем у карбюраторных двигателей.

Удалить все отработавшие газы из цилиндра практически невозможно, часть их неизбежно остается в цилиндре, переходя от каждого цикла к последующему в виде остаточных газов.

Степень загрязнения вновь поступившего заряда оставшимися в цилиндре отработавшими газами характеризует коэффициент остаточных газов  $\gamma$ , представляющий собой отношение массы остаточных газов  $G_r$  (кг) к массе вновь поступившего заряда  $G_0$  (кг):

$$\gamma = \frac{G_r}{G_0} \quad (9)$$

Чем меньше коэффициент  $\gamma$ , тем больше наполнение цилиндра и, значит, выше мощность двигателя.

У двухтактных двигателей коэффициент  $\gamma$  всегда больше, чем у четырехтактных. Это объясняется несовершенством продувки и весьма ограниченным временем, отводимым на процесс выпуска у двухтактных двигателей.

При полной нагрузке двигателя коэффициент  $\gamma$  колеблется в следующих пределах:

	$\gamma$
четырёхтактные карбюраторные двигатели . . . . .	0,06—0,18
четырёхтактные дизели . . . . .	0,03—0,06
двухтактные двигатели с кривошипно-камерной продувкой . . . . .	0,25—0,35
двухтактные дизели с продувочным насосом . . . . .	0,02—0,08

### § 8. ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РАБОЧИЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЯ

К параметрам, характеризующим действительный рабочий цикл двигателя, относятся следующие: среднее индикаторное давление, индикаторная мощность, индикаторный коэффициент полезного действия и индикаторный удельный расход топлива.

В результате осуществления рабочего цикла часть тепловой энергии, выделяющейся при сгорании топлива, превращается в механическую.

Работа за один цикл, определяемая по индикаторной диаграмме, называется *индикаторной работой цикла*.

Индикаторные диаграммы на рисунках 12, 14, 16 и 18 (толстая линия) отличаются от построенных по расчету (тонкая линия) «скругленностью» в точках  $c$ ,  $z'$ ,  $z$  и  $b$ . Это объясняется следующим: в точке  $c$  — воспламенением рабочей смеси с опережением, то есть до того как поршень придет в в.м.т.; в точках  $z'$  и  $z$  — некоторым временем, необходимым для сгорания рабочей смеси и догорания ее при расширении;

в точке  $b$  — опережением открытия выпускного клапана или выпускного окна.

Заштрихованная площадка  $F_n$  со знаком плюс на индикаторной диаграмме (рис. 23) соответствует получаемой полезной работе с учетом несовершенства протекания отдельных процессов и потерь теплоты через стенки цилиндра, а заштрихованная площадка со знаком минус  $F_0$  — потерям на сопротивление движению газов при впуске и выпуске. Действительная индикаторная работа за цикл с учетом всех потерь будет характеризоваться площадью  $F_i = F_n - F_0$ .

Площади на индикаторной диаграмме можно определить при помощи специального прибора — *планиметра*, обводя контур фигуры.

Для удобства расчетов площадь  $F_i$  можно вычертить в виде прямоугольника, основание кото-

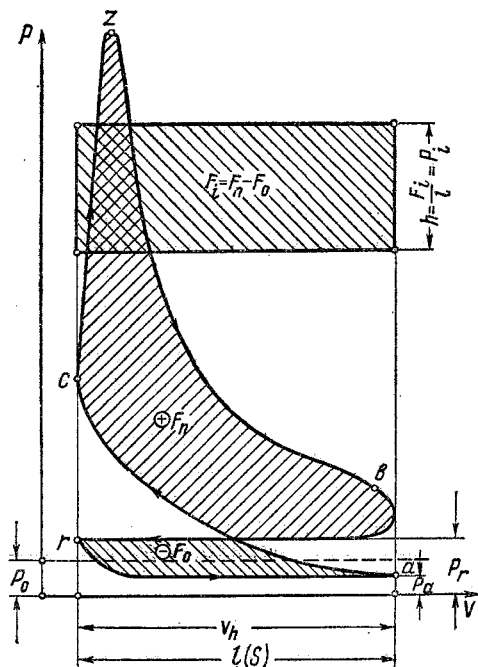


Рис. 23. Определение среднего индикаторного давления по действительной индикаторной диаграмме.

рого равно длине индикаторной диаграммы  $l$ . Высота этого прямоугольника  $h$  представляет в масштабе *среднее индикаторное давление*  $p_i$  ( $\text{кг/см}^2$ ), то есть такое условное постоянное давление газов в цилиндре, при котором работа, произведенная газом за один такт, равняется индикаторной работе за цикл.

Значения среднего индикаторного давления  $p_i$  у двигателей, работающих без наддува, находятся в следующих пределах:

	$p_i, \text{кг/см}^2$
четырёхтактные карбюраторные двигатели . . .	6,5—12
четырёхтактные и двухтактные дизели . . .	6—11

У двигателей, работающих с наддувом, величина  $p_i$  значительно больше.

Индикаторная работа цикла  $A_{ц}$  может быть определена по формуле

$$A_{ц} = p_i \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{S}{100} \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad (10)$$

где  $d$  и  $S$  — соответственно диаметр цилиндра и ход поршня,  $\text{см}$ .

Если за 1 мин коленчатый вал двигателя делает  $n$  оборотов, то за 1 сек он сделает  $n/60$  оборотов. В четырёхтактном двигателе цикл совершается за два оборота коленчатого вала, поэтому число циклов в секунду для четырёхтактного двигателя равно  $\frac{n}{60 \cdot 2}$ , а для двухтактного —  $\frac{n}{60 \cdot 1}$ .

Индикаторная мощность четырёхтактного двигателя, имеющего  $i$  цилиндров,

$$N_i = \frac{p_i \pi d^2 S n i}{4 \cdot 100 \cdot 60 \cdot 2} \text{ кг} \cdot \text{м/сек},$$

или

$$N_i = \frac{p_i \pi d^2 S n i}{4 \cdot 100 \cdot 60 \cdot 2 \cdot 75} \text{ л. с.} \quad (11)$$

Для двухтактного двигателя формула (11) имеет следующий вид:

$$N_i = \frac{p_i \pi d^2 S n i}{4 \cdot 100 \cdot 60 \cdot 75} \text{ л. с.} \quad (12)$$

В формулах (11) и (12) выражение  $\frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{S}{1000}$  можно заменить объемом  $V_h$ , выраженным в литрах. Тогда индикаторная мощность четырёхтактного двигателя

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{900} \text{ л. с.}, \quad (13)$$

а двухтактного двигателя

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{450} \text{ л. с.} \quad (14)$$

Степень использования теплоты, которая может быть выделена при сгорании топлива, поданного в двигатель для получения индикаторной работы, определяется *индикаторным коэффициентом полезного действия*. Индикаторным к.п.д.  $\eta_i$  называется отношение индикаторной работы  $Q_i$ , выраженной в единицах теплоты, к расчетной теплоте  $Q_T$  сгорания топлива, затраченного на получение этой работы:

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_T} = \frac{632,3 N_i}{Q_H G_T}, \quad (15)$$

где 632,3 — количество теплоты (ккал), эквивалентное работе двигателя мощностью 1 л. с. в течение 1 ч;

$N_i$  — индикаторная мощность двигателя, л. с.;

$Q_H$  — низшая теплотворность топлива, ккал/кг;

$G_T$  — часовой расход топлива, кг/ч.

При работе с полной нагрузкой величина индикаторного к.п.д. автотракторных карбюраторных двигателей колеблется в пределах 25—35%, а дизелей — 38—45%.

Индикаторным удельным расходом топлива  $q_i$  называется весовое количество топлива, расходуемое на 1 л. с. индикаторной мощности в 1 ч. Индикаторный удельный расход топлива определяется как частное от деления часового расхода топлива на индикаторную мощность двигателя:

$$q_i = \frac{G_T \cdot 1000}{N_i} \text{ г/л. с.}\cdot\text{ч.} \quad (16)$$

Индикаторный к.п.д. и индикаторный удельный расход топлива характеризуют экономичность протекания действительного рабочего цикла. Связь между этими параметрами отражает формула

$$\eta_i = \frac{632,3 \cdot 1000}{Q_H q_i} \quad (17)$$

## § 9. ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

При работе двигателя часть индикаторной мощности затрачивается на преодоление сопротивления трения движущихся деталей и приведение в действие вспомогательных устройств двигателя — масляного и водяного насосов, вентилятора, генератора, топливного насоса и др. Мощность, равноценная этим потерям, называется *мощностью трения*  $N_T$ .

Мощность двигателя, отдаваемая рабочей машине или силовой передаче, называется *эффективной мощностью*  $N_e$ :

$$N_e = N_i - N_T \text{ л. с.} \quad (18)$$

Эффективную мощность определяют обычно опытным путем, испытывая двигатель на тормозном стенде.

Величину усилия  $p_T$ , расходуемого на преодоление сопротивления трения и привод вспомогательных механизмов, можно представить в виде части среднего индикаторного давления. Если от среднего индикаторного давления отнять величину  $p_T$ , то оставшаяся часть среднего индикаторного давления, так называемое *среднее эффективное давление*  $p_e$ , будет создавать эффективную мощность двигателя:

$$p_e = p_i - p_T \text{ кг/см}^2. \quad (19)$$

Значения  $p_e$  у двигателей, работающих без наддува, находятся в следующих пределах:

	$p_e$ , кг/см <sup>2</sup>
четырёхтактные карбюраторные двигатели . . . . .	6—10
четырёхтактные дизели . . . . .	5—8
двухтактные дизели . . . . .	4—7,5

У двигателей, работающих с наддувом, давление  $p_e$  выше. Например, у дизеля СМД-14 без наддува  $p_e = 6,33 \text{ кг/см}^2$ , а при наддуве ( $p_k = 1,3 \text{ кг/см}^2$ )  $p_e = 7,6 \text{ кг/см}^2$ .



Отношение эффективной мощности двигателя к его индикаторной мощности называется *механическим коэффициентом полезного действия*  $\eta_m$ :

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (20)$$

Если в формулы (13) и (14) вместо среднего индикаторного давления  $p_i$  подставить среднее эффективное давление  $p_e$ , то можно определить эффективную мощность двигателей:

четырёхтактных

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{900} \text{ л. с.}, \quad (21)$$

двухтактных

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{450} \text{ л. с.} \quad (22)$$

Из формул (21) и (22) можно определить среднее эффективное давление:

для четырёхтактных двигателей

$$p_e = \frac{900 N_e}{V_h n i} \text{ кг/см}^2, \quad (23)$$

для двухтактных двигателей

$$p_e = \frac{450 N_e}{V_h n i} \text{ кг/см}^2. \quad (24)$$

Подставив в выражение (20), согласно формулам (13) и (21), мощности  $N_i$  и  $N_e$ , получим следующее соотношение:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}. \quad (25)$$

На величину механического к.п.д. оказывают влияние тип двигателя, система смазки, качество смазки и обработки трущихся поверхностей, число оборотов и нагрузка двигателя.

В дизелях из-за больших давлений потери на трение увеличиваются, и, следовательно, механический к.п.д. уменьшается.

С повышением числа оборотов двигателя механический к.п.д. уменьшается.

В условиях эксплуатации механический к.п.д. уменьшается с уменьшением нагрузки, так как механические потери при этом почти не изменяются.

Значения механического к.п.д. при работе на номинальной мощности \* в зависимости от типа двигателя находятся в следующих пределах:

	$\eta_m$
четырёхтактные карбюраторные и газовые двигатели . . . . .	0,75—0,85
четырёхтактные дизели . . . . .	0,73—0,85
двухтактные дизели . . . . .	0,70—0,75

Степень использования теплоты в двигателе с учетом всех потерь (тепловых и механических) оценивается *эффективным к.п.д.*  $\eta_e$ . Эффективным коэффициентом полезного действия называется отношение эффективной работы  $Q_e$ , выраженной в единицах теплоты, к расчетной теплоте  $Q_T$  сгорания топлива, затраченного на получение этой работы:

\* Номинальная мощность  $N_{ен}$  — это эффективная мощность двигателя, гарантируемая заводом-изготовителем для определенных условий работы и указанная в паспорте двигателя.

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_T} = \frac{632,3 N_e}{Q_H G_T}, \quad (26)$$

где  $N_e$  — эффективная мощность двигателя, л.с.

Подставляя выражение  $N_e$  из формулы (20) в формулу (26), находим, что

$$\eta_e = \frac{632,3 N_i \eta_M}{Q_H G_T},$$

или

$$\eta_e = \eta_i \eta_M, \quad (27)$$

то есть эффективный к.п.д. равен произведению индикаторного и механического к.п.д.

Эффективный к.п.д. для одного и того же двигателя изменяется в зависимости от режима работы, состава смеси, технического состояния двигателя и других факторов.

При работе с полной нагрузкой величина эффективного к.п.д. для карбюраторных двигателей колеблется в пределах 24—28%, а для дизелей — 32—40%.

Эффективным удельным расходом топлива  $g_e$  называется весовое количество топлива, расходуемое на 1 л.с. эффективной мощности в 1 ч:

$$g_e = \frac{G_T 1000}{N_e} \text{ г/л.с.} \cdot \text{ч.} \quad (28)$$

Величина  $g_e$  у современных бензиновых карбюраторных автотракторных двигателей находится в пределах 220—260 г/л.с. · ч., а у дизелей — 160—200 г/л.с. · ч.

Эффективный к.п.д. и эффективный удельный расход топлива характеризуют экономичность двигателя. Связь между этими параметрами определяется формулой

$$\eta_e = \frac{632,3 \cdot 1000}{Q_H g_e}. \quad (29)$$

## § 10. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

Тепловой баланс двигателя дает представление о распределении теплоты, выделяющейся при сгорании топлива. Он может быть ориентировочно составлен на основании теоретических подсчетов или определен путем лабораторного исследования.

Уравнение теплового баланса двигателя имеет следующий вид:

$$Q_T = Q_e + Q_{ох} + Q_G + Q_{н.с} + Q_{ос} \text{ ккал/ч}, \quad (30)$$

где  $Q_T$  — теплота, выделяемая топливом за 1 ч при его сгорании в двигателе, ккал/ч;

$Q_e$  — теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя, ккал/ч;

$Q_{ох}$  — теплота, отводимая охладителем, ккал/ч;

$Q_G$  — теплота, отводимая отработавшими газами, ккал/ч;

$Q_{н.с}$  — тепловые потери, обусловленные неполным или несовершенным сгоранием топлива в цилиндре двигателя, ккал/ч;

$Q_{ос}$  — так называемый остаточный член баланса, учитывающий все другие тепловые потери, не вошедшие в величины  $Q_{ох}$ ,  $Q_G$  и  $Q_{н.с}$ , ккал/ч.

Распределение теплоты у различных двигателей неодинаково. Оно зависит от конструктивных факторов — типа двигателя, степени сжатия, диаметра поршня, хода поршня и др., и от эксплуатационных факторов — числа оборотов и нагрузки двигателя.

Примерное процентное распределение теплоты в автотракторных двигателях приведено ниже.

	Карбюраторные двигатели	Дизели
Теплота $Q_e$ , эквивалентная эффективной работе, %	24—28	32—40
Теплота $Q_{ох}$ , отводимая охладителем, %	25—35	20—30
Теплота $Q_r$ , отводимая отработавшими газами, %	35—40	25—35
Тепловые потери $Q_{нс}$ , обусловленные несовершенным сгоранием топлива и остаточный член баланса, $Q_{ос}$ , %	7—12	10—15

## § 11. ОСНОВНЫЕ СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Для оценки конструкций различных двигателей и возможности сравнения их между собой используют следующие параметры: литровую мощность, удельную поршневую мощность, литровый вес двигателя и удельный вес двигателя.

*Литровой мощностью двигателя  $N_l$*  называется его номинальная мощность, отнесенная к рабочему объему цилиндров:

$$N_l = \frac{N_{en}}{V_{hi}} \text{ л.с./л.} \quad (31)$$

Литровая мощность характеризует двигатель с точки зрения использования рабочего объема его цилиндров. Чем больше литровая мощность, тем меньше габариты и вес двигателя.

*Удельной поршневой мощностью двигателя  $N_{п}$*  называется его номинальная мощность, отнесенная к сумме площадей днищ всех поршней:

$$N_{п} = \frac{N_{en}}{\frac{\pi d^2}{4} i} \text{ л.с./см}^2, \quad (32)$$

где  $d$  — диаметр поршня, см.

Удельная поршневая мощность характеризует тепловую и динамическую напряженность двигателя.

*Литровым весом двигателя  $g_{л.э}$*  называется отношение веса незаправленного двигателя к рабочему объему цилиндров:

$$g_{л.э} = \frac{G_э}{V_{hi}} \text{ кг/л.} \quad (33)$$

где  $G_э$  — вес двигателя с полным комплектом вспомогательного оборудования при незаправленных топливной, смазочной и охлаждающей системах, кг.

Литровый вес характеризует совершенство конструкции, технологии изготовления двигателя и применяемых при этом материалов.

*Удельным весом двигателя  $g_{Nэ}$*  называется отношение веса незаправленного двигателя к его номинальной мощности:

$$g_{Nэ} = \frac{G_э}{N_{en}} \text{ кг/л. с.} \quad (34)$$

Удельный вес двигателя характеризует совершенство его конструкции. Величина  $g_{Nэ}$  зависит от многих факторов, в том числе от типа и назначения двигателя, конструктивной схемы, качества материалов и др.

Основные сравнительные параметры современных автотракторных двигателей приведены в таблице 1.

Основные сравнительные параметры автотракторных двигателей

Основные параметры двигателей	Двигатели карбюраторные автомобильные	Дизели	
		автомобильные	тракторные
Литровая мощность $N_{л}$ , л.с./л . . . . .	15—50	15—30	8—14
Удельная поршневая мощность $N_{п}$ , л.с./см <sup>2</sup> . . . . .	0,15—0,40	0,18—0,25	0,12—0,20
Литровый вес $g_{л.э}$ , кг/л . . . . .	50—100	65—130	80—150
Удельный вес $g_{Nэ}$ , кг/л.с. . . . .	1,5—4,0	3,5—10	5,5—19

## § 12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ДВИГАТЕЛЯ

Основные размеры двигателя (диаметр цилиндра  $d$  и ход поршня  $S$ ), величину давления газов в цилиндре, экономичность цикла и двигателя в целом определяют методом теплового расчета.

Тепловой расчет дает полную картину изменения состояния газа и протекания рабочего процесса. Он может производиться как для проектируемого, так и для изготовленного (проверочный расчет) двигателя.

Для того чтобы произвести тепловой расчет проектируемого двигателя, нужно выбрать тип двигателя, его номинальную мощность  $N_{ев}$  при номинальном числе оборотов  $n_n^*$  и вид топлива.

Определив все данные по параметрам действительных процессов, строят индикаторную диаграмму и определяют среднее индикаторное и среднее эффективное давления.

Задавшись тактностью двигателя и числом цилиндров, используя формулы (21) и (22), определяют рабочий объем цилиндра:

для четырехтактного двигателя

$$V_h = \frac{N_e 900}{p_e n i} \text{ л}, \quad (35)$$

для двухтактного двигателя

$$V_h = \frac{N_e 450}{p_e n i} \text{ л}. \quad (36)$$

Далее, задавшись значением отношения  $\frac{S}{d}$ , определяют величину диаметра цилиндра  $d$  и ход поршня  $S$  по формуле (2).

Для современных автотракторных двигателей отношение  $\frac{S}{d}$  выбирается в пределах 0,8—1,4. Обычно чем выше число оборотов  $n$  двигателя, тем меньшей принимают величину  $\frac{S}{d}$ , с тем чтобы не увеличивать среднюю скорость движения поршня:

$$c_{п-ср} = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} \text{ м/сек}. \quad (37)$$

С увеличением средней скорости поршня возрастает работа трения и повышается износ деталей двигателя.

Средняя скорость поршня у современных карбюраторных автотракторных двигателей находится в пределах 7—15 м/сек, а у автотракторных дизелей — в пределах 5—10 м/сек.

\* Номинальным называется число оборотов коленчатого вала в минуту, соответствующее номинальной мощности двигателя и указанное заводом-изготовителем в паспорте двигателя.

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

# КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ И МЕХАНИЗМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

---

Глава 6

## КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

### § 1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

При работе двигателя в кривошипно-шатунном механизме возникают усилия, величину и характер которых определяют кинематическим и динамическим исследованием кривошипно-шатунного механизма.

В автотракторных двигателях применяются *центральные (аксиальные)* и *смещенные (дезаксиальные)* кривошипно-шатунные механизмы (рис. 24). Так, например, автомобильные двигатели ГАЗ-21А, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 имеют дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм (ось отверстия для поршневого пальца смещена у них относительно оси цилиндров на 1,5—1,6 мм влево, если смотреть на двигатель спереди). В двигателях с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом уменьшается вероятность появления стука поршня при переходе его через в.м.т.

Кинематику и динамику кривошипно-шатунного механизма рассматривают при установившемся скоростном режиме работы двигателя, то есть при постоянном числе оборотов коленчатого вала. В этом случае угловая скорость коленчатого вала

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} \text{ 1/сек.} \quad (38)$$

Перемещение  $x$ , скорость  $c_{\text{п}}$  и ускорение  $j_{\text{п}}$  поршня при повороте коленчатого вала на угол  $\alpha$  определяют по формулам

$$x = r(1 + 0,5\lambda \sin^2\alpha - \cos\alpha) \text{ м;} \quad (39)$$

$$c_{\text{п}} = \omega r(\sin\alpha + 0,5\lambda \sin 2\alpha) \text{ м/сек;} \quad (40)$$

$$j_{\text{п}} = \omega^2 r(\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) \text{ м/сек}^2. \quad (41)$$

В этих формулах

$$\lambda = \frac{r}{l};$$

$r$  — радиус кривошипа, м;

$l$  — длина шатуна, м.

Зависимости величин перемещения, скорости и ускорения поршня от угла поворота коленчатого вала тракторного дизеля показаны на рисунке 25.

Скорость и ускорение поршня принято считать положительными, если они направлены к оси коленчатого вала, и отрицательными, если они направлены от оси коленчатого вала.

На рисунке 26 условно изображено изменение величины и направления скорости, а также изменение направления ускорения за один оборот коленчатого вала. На участке пути  $АВ$  скорость поршня  $c_{\text{п}}$  увеличивается от нуля до максимальной величины и, следовательно, ускорение

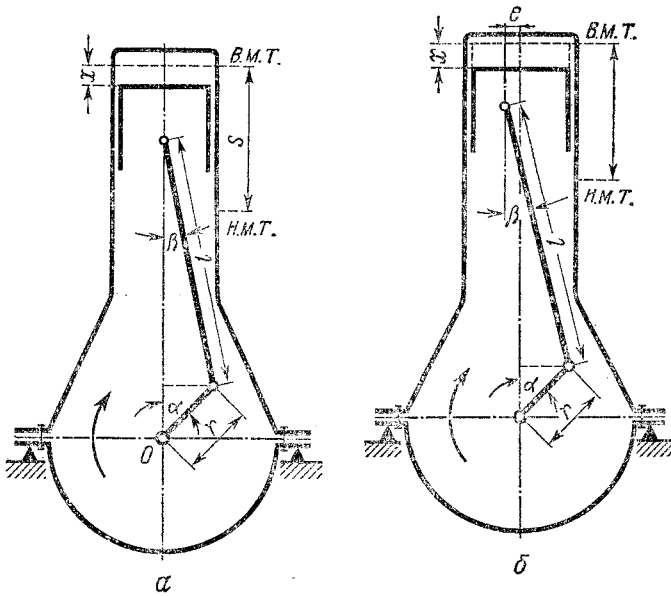


Рис. 24. Схемы кривошипно-шатунных механизмов:  
 а — центральный (аксиальный); б — смещенный (деаксиальный).

поршня  $j_{\text{п}}$  направлено в ту же сторону, что и скорость, то есть к оси коленчатого вала. На участке  $BB$  скорость поршня уменьшается от максимальной величины до нуля; в этом случае ускорение поршня  $j_{\text{п}}$  направлено в сторону, противоположную движению поршня, то есть от оси коленчатого вала. На участке  $B'B'$  скорость поршня увеличивается от нуля до максимальной величины, поэтому ускорение поршня направлено в ту же сторону, что и скорость, то есть от оси коленчатого вала. На участке  $B'A'$  скорость поршня уменьшается от максимальной величины до нуля и ускорение направлено к оси коленчатого вала.

Во время работы двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы давления газов, инерции возвратно-поступательно движущихся частей, инерции неуравновешенных вращающихся частей, веса и трения. Все эти силы, за исключением силы веса, изменяют

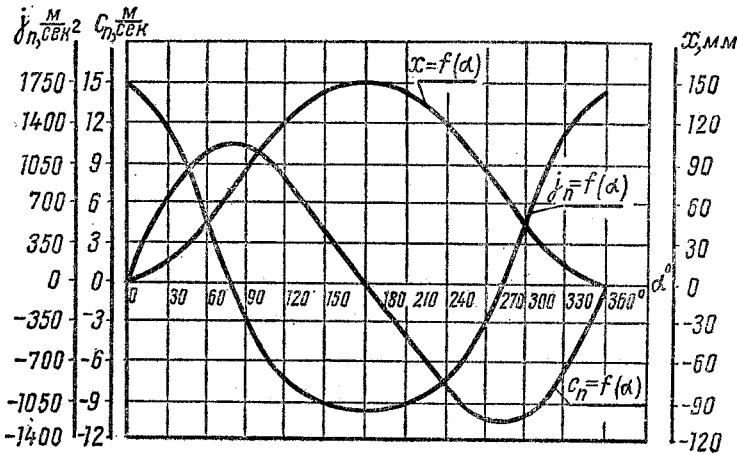


Рис. 25. Изменение величины перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала (тракторный дизель).

величину и направление в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

При расчете деталей кривошипно-шатунного механизма на прочность обычно ограничиваются учетом сил давления газов и инерции, так как эти силы значительно больше сил веса и трения.

**Сила давления газов.** Абсолютное значение силы давления газов и характер ее изменения в зависимости от угла поворота коленчатого вала могут быть определены по индикаторной диаграмме, снятой с двигателя или построенной на основании теплового расчета. В том и другом случае индикаторная диаграмма может быть представлена в развернутом виде в координатах  $p-\alpha$  (рис. 27), потому что из координат  $p-V$  ее можно без изменения самого графика перестроить в координатах  $p-x$ , заменив на оси абсцисс значения объема газа  $V$  соответствующими ему значениями перемещения поршня  $x$ . В свою очередь, перемещение поршня  $x$  связано с углом поворота  $\alpha$  коленчатого вала зависимостью, выраженной уравнением (39).

Давление газов в цилиндре двигателя передается во все стороны с одинаковой силой. Действуя на боковые стенки цилиндра, оно взаимно уравновешивается. Давление газов, действующее на головку цилиндров, создает силу, равную силе  $P_g$  давления газов на днище поршня. Мгновенное значение силы давления газов на днище поршня

$$P_g = F_n(p_x - p_0) \text{ кг}, \quad (42)$$

где  $F_n$  — площадь поршня,  $\text{см}^2$ ;

$p_x$  — давление газов в каждый момент по индикаторной диаграмме, то есть мгновенное абсолютное давление в цилиндре,  $\text{кг/см}^2$ ;

$p_0$  — давление окружающей среды,  $\text{кг/см}^2$ .

Силу давления газов принято считать положительной, если она направлена к оси коленчатого вала, и отрицательной, если она направлена от оси коленчатого вала.

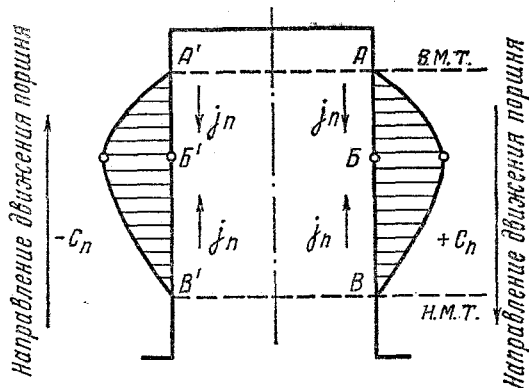


Рис. 26. Изменение величины и направления скорости и изменение направления ускорения поршня за один оборот коленчатого вала.

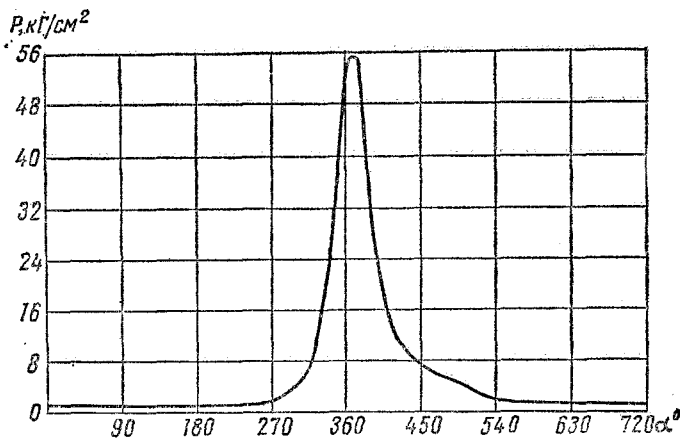


Рис. 27. Развернутая индикаторная диаграмма четырехтактного тракторного дизеля.

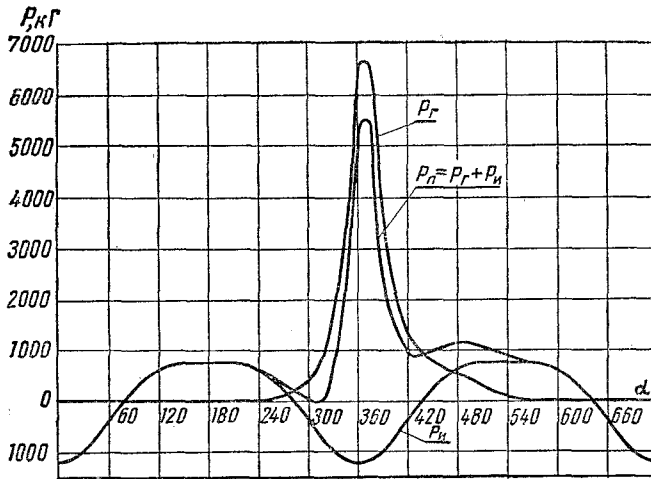


Рис. 28. Графики изменения силы давления газов  $P_g$ , силы инерции  $P_i$  и суммарной силы  $P_g + P_i$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей (поршня с кольцами, поршневого пальца и верхней части шатуна\*) равна произведению массы этих частей на их ускорение и направлена в сторону, противоположную ускорению:

$$P_i = m_{\Pi} j_{\Pi} \text{ кг}, \quad (43)$$

где  $m_{\Pi} = \frac{G_{\Pi}}{g}$  — масса возвратно-поступательно движущихся частей, которую условно считают сосредоточенной на оси поршневого пальца,  $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$ ;  
 $j_{\Pi}$  — ускорение возвратно-поступательно движущихся частей, равное ускорению поршня,  $\text{м}/\text{сек}^2$ ;  
 $G_{\Pi}$  — вес возвратно-поступательно движущихся частей,  $\text{кг}$ ;  
 $g$  — ускорение силы тяжести, равное  $9,81 \text{ м}/\text{сек}^2$ .

Для центрального кривошипно-шатунного механизма уравнение (43) принимает следующий вид:

$$P_i = m_{\Pi} r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \text{ кг}. \quad (44)$$

Так как ускорение поршня изменяется по величине и направлению, то и сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей также переменна по величине и направлению. Период этого изменения равен одному обороту коленчатого вала (рис. 28).

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей достигает максимальной величины, когда поршень находится в в.м.т. Правило знаков для нее такое же, как и для силы давления газов.

Из формулы (44) следует, что уменьшение силы инерции возвратно-поступательно движущихся частей произойдет при уменьшении  $\lambda = \frac{r}{l}$ , то есть при более длинном шатуне. Однако с увеличением длины шатуна возрастают габаритные размеры и масса двигателя, что является нежелательным. Обычно для двигателей значение  $\lambda$  принимается в пределах 0,22—0,28.

\* Вес верхней части шатуна принимается равным 0,275 веса шатуна в сборе.



**Сила инерции неуравновешенных вращающихся частей** (кривошипа коленчатого вала и нижней части шатуна \*)

$$P_{ц} = m_{ц} \omega^2 r \text{ кг}, \quad (45)$$

где  $m_{ц} = \frac{G_{ц}}{g}$  — масса неуравновешенных вращающихся частей,  $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$ ;  
 $G_{ц}$  — вес неуравновешенных вращающихся частей,  $\text{кг}$ .

Сила инерции неуравновешенных вращающихся частей постоянно для данных оборотов по величине и всегда направлена по радиусу кривошипа от оси коленчатого вала.

**Суммарная сила, действующая по оси цилиндра.** Сила давления газов  $P_r$ , действующая на днище поршня, и сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей  $P_{ц}$  направлены по оси цилиндра. Алгебраическая сумма этих двух сил дает суммарную (равнодействующую) силу  $P_n$ , которая действует по оси цилиндра и выражается уравнением:

$$P_n = P_r + P_{ц} \text{ кг}. \quad (46)$$

Для построения кривой изменения суммарной силы  $P_n$  достаточно сложить ординаты точек кривых изменения сил  $P_r$  и  $P_{ц}$  при одних и тех же углах  $\alpha$  поворота коленчатого вала (рис. 28).

В общем случае сила  $P_n$ , приложенная к поршневому пальцу, раскладывается на две составляющие (рис. 29): силу  $P_{ш}$ , направленную вдоль оси шатуна, и силу  $N$ , направленную перпендикулярно оси цилиндра:

$$P_{ш} = \frac{P_n}{\cos \beta} \text{ кг}; \quad (47)$$

$$N = P_n \operatorname{tg} \beta \text{ кг}. \quad (48)$$

Сила  $P_{ш}$  передается по шатуну на шатунную шейку коленчатого вала. Она попеременно сжимает и растягивает шатун. Сила  $N$  периодически прижимает поршень то к одной, то к другой стенке цилиндра, вызывая трение и износ цилиндра и поршня.

Перенеся силу  $P_{ш}$  в центр нижней головки шатуна и приложив к центру вращения коленчатого вала две противоположно направленные силы, параллельные и равные  $P_{ш}$ , получим крутящий момент двигателя  $M_k$  и свободную силу  $P_{ш}$ , действующую на коренные подшипники:

$$M_k = P_{ш} h \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad (49)$$

где  $h = r \sin(\alpha + \beta)$  — плечо силы  $P_{ш}$ ,  $\text{м}$ .

Крутящий момент двигателя в любой отрезок времени уравновешивается суммой моментов всех сил сопротивления: моментом сил трения в механизмах двигателя, моментом сил сопротивления движению трактора или автомобиля и их прицепов, моментом касательных сил инерции движущихся частей двигателя.

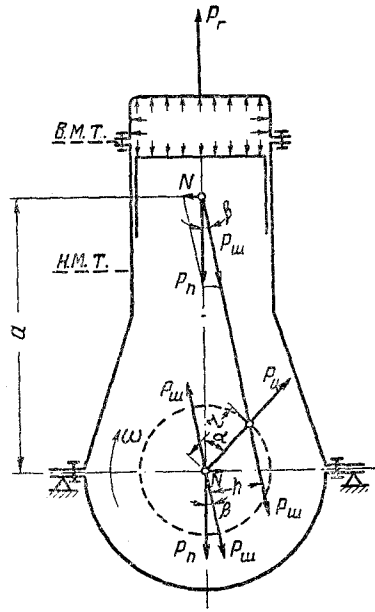


Рис. 29. Силы и моменты, действующие в центральном кривошипно-шатунном механизме двигателя.

\* Вес нижней части шатуна принимается равным 0,725 веса шатуна в сборе.

Разложим свободную силу  $P_{ш}$  на силу, направленную по оси цилиндра, и силу, направленную перпендикулярно к оси цилиндра. Эти силы можно найти по формулам

$$P_{ш} \cos \beta = \frac{P_{п}}{\cos \beta} \cos \beta = P_{п}; \quad (50)$$

$$P_{ш} \sin \beta = \frac{P_{п}}{\cos \beta} \sin \beta = P_{п} \operatorname{tg} \beta = N. \quad (51)$$

Сила  $P_{п}$ , приложенная в центре вращения коленчатого вала и действующая по оси цилиндра, и сила  $P_{г}$ , действующая на головку цилиндра, при алгебраическом суммировании дадут свободную силу  $P_{и}$  — силу инерции возвратно-поступательно движущихся частей. Сила  $P_{п}$  все время воздействует через коренные подшипники на остов двигателя. Она непрерывно изменяется по величине и периодически — по направлению и вызывает вибрацию двигателя.

Сила  $N$  на плече  $a$  дает обратный момент  $M_{об}$ , равный крутящему моменту двигателя  $M_{к}$  и направленный в противоположную сторону. Переменный по величине обратный крутящий момент передается раме, на которую установлен двигатель, вызывая вибрацию двигателя и рамы. Эту вибрацию можно уменьшить, увеличивая равномерность суммарного крутящего момента, а последнее достигается увеличением числа цилиндров, обеспечением в них одинакового протекания рабочих процессов и соблюдением равенства интервалов между тактами расширения в отдельных цилиндрах.

## § 2. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

Уравновешивание двигателя заключается в создании при установившемся режиме работы такой системы сил, в которой равнодействующие сил и моментов этих сил постоянны по величине и направлению или равны нулю.

У одноцилиндрового двигателя с центральным кривошипно-шатунным механизмом во время работы остаются неуравновешенными следующие силы и моменты.

1. Сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей  $P_{и} = m_{п} \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$ , которая может быть представлена в виде суммы двух сил:

силы инерции первого порядка

$$P_{и1} = m_{п} \omega^2 r \cos \alpha \text{ кг}; \quad (52)$$

силы инерции второго порядка

$$P_{и2} = m_{п} \omega^2 r \lambda \cos 2\alpha \text{ кг}. \quad (53)$$

2. Центробежная сила инерции неуравновешенных вращающихся частей

$$P_{ц} = m_{ц} \omega^2 r \text{ кг}. \quad (54)$$

3. Обратный момент

$$M_{об} = Na \text{ кг} \cdot \text{м}. \quad (55)$$

Перечисленные силы и момент передаются остову двигателя и раме, на которую двигатель установлен, расшатывают различные сочленения и крепления, увеличивают износ отдельных деталей и способствуют разрушению машины. Эти недостатки можно устранить, уравневав свободные силы и моменты.

Обратный крутящий момент в автотракторных двигателях не уравновешивается и при работе двигателя передается раме машины.

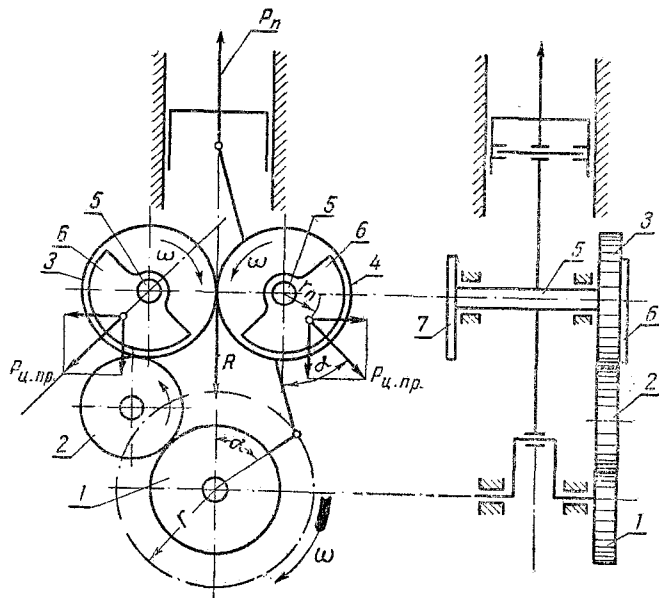


Рис. 30. Схема механизма уравнивания сил инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся частей:  
1, 2, 3, 4 — шестерни; 5 — валики; 6, 7 — противовесы.

Уравнивание сил инерции достигается следующими способами, которые обычно применяют совместно:

а) выбором определенного числа цилиндров двигателя, а также расположением цилиндров и колен вала;

б) применением дополнительных движущихся масс — *противовесов*.

**Уравнивание одноцилиндрового двигателя.** В одноцилиндровом двигателе сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей может быть полностью уравновешена только при помощи специального механизма.

Схема механизма для уравнивания силы инерции первого порядка показана на рисунке 30. На концах двух вспомогательных валиков 5, расположенных симметрично по обеим сторонам цилиндра и параллельно оси коленчатого вала, жестко посажены шестерни 3 и 4. Эти шестерни приводятся во вращение от шестерни 1, закрепленной на коленчатом валу, через шестерню 2. Шестерни 1, 3 и 4 имеют одинаковое количество зубьев. Таким образом, оба валика 5 вращаются в разные стороны с угловой скоростью, равной угловой скорости коленчатого вала. На каждом конце обоих валиков 5 жестко закреплены противовесы 6 и 7.

Когда поршень находится в в.м.т., все четыре противовеса должны быть направлены вниз так, чтобы их оси симметрии были вертикальны.

Расстояние  $r_{ц}$  от оси вращения противовеса до его центра тяжести равно половине величины радиуса  $r$  кривошипа коленчатого вала. Масса  $m_{пр}$  обоих противовесов на каждом валике равна массе возвратно-поступательно движущихся частей.

При работе двигателя противовесы каждого валика создают центробежную силу:

$$P_{ц.пр} = m_{пр} \omega^2 \frac{r}{2} = \frac{m_{пр} \omega^2 r}{2} \text{ кг}.$$

Горизонтальные составляющие центробежных сил инерции противовесов при любом угле  $\alpha$  всегда равны друг другу по величине,

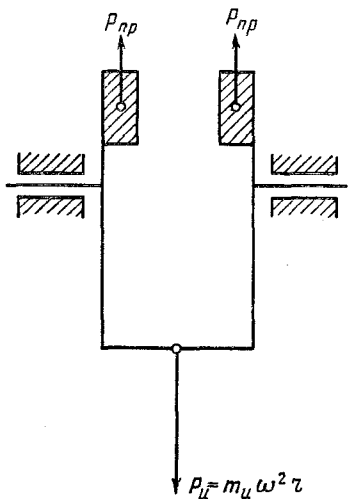


Рис. 31. Схема уравнивания сил инерции неуравновешенных вращающихся частей в одноцилиндровом двигателе.

уравнивания становится весьма сложным, поэтому сила  $P_{и2}$  в большинстве автотракторных двигателей не уравнивается.

Центробежная сила инерции неуравновешенных вращающихся частей полностью уравнивается постановкой противовесов, которые в автотракторных двигателях могут быть укреплены на щеках коленчатого вала (рис. 31) или на маховике и шкиве привода вентилятора. Противовесы подбираются так, чтобы развиваемая ими центробежная сила инерции была равна центробежной силе инерции неуравновешенных вращающихся частей и направлена в противоположную сторону.

**Уравнивание двухцилиндрового двигателя.** Если у однорядного двухцилиндрового двигателя коленчатый вал выполнен с расположени-

но противоположны по направлению и, следовательно, взаимно уравновешиваются, а вертикальные составляющие этих сил дают равнодействующую

$$R = 2 \frac{m_{np} \omega^2 r \cos \alpha}{2} = m_{np} \omega^2 r \cos \alpha \text{ кг,}$$

которая в любой момент времени равна по величине силе инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся частей, но направлена в противоположную сторону. Поэтому равнодействующая вертикальных составляющих центробежных сил, возникающих при установке противовесов на дополнительных валиках, уравнивает силу инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся частей.

Аналогичным устройством можно уравнивать силу инерции второго порядка. Для этого нужно противовесы на вспомогательных валиках приводить во вращение с удвоенной угловой скоростью. Однако в этом случае механизм для уравни-

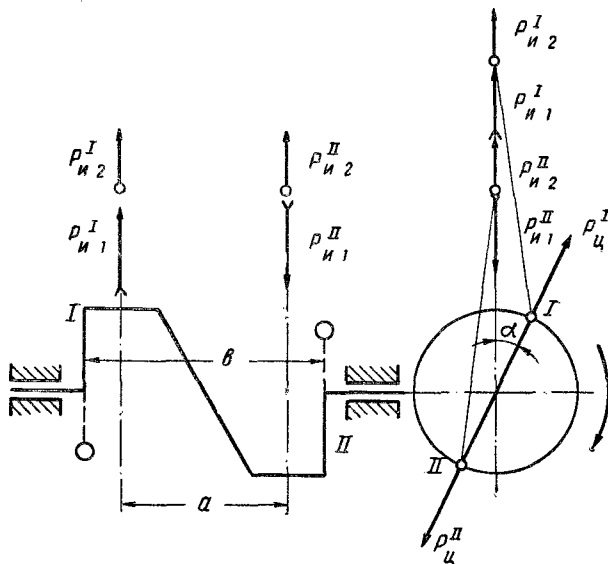


Рис. 32. Схема направления сил инерции в двухцилиндровом двигателе, колена коленчатого вала которого расположены под углом  $180^\circ$ .

ем колен под углом  $180^\circ$  (Д-21 и П-23), как показано на рисунке 32, то равнодействующая сила инерции первого порядка равна нулю, то есть силы инерции первого порядка уравновешены:

$$\begin{aligned} \Sigma P_{н1} &= P_{н1}^I + P_{н1}^{II} = m_n \omega^2 r \cos \alpha + \\ &+ m_n \omega^2 r \cos(180 + \alpha) = \\ &= m_n \omega^2 r \cos \alpha - m_n \omega^2 r \cos \alpha = 0. \end{aligned} \quad (56)$$

Силы инерции первого порядка, как равные, параллельные и противоположно направленные, создают момент  $M_{н1}$ , действующий в плоскости осей цилиндров:

$$M_{н1} = P_{н1} a = m_n \omega^2 r \cos \alpha a \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad (57)$$

где  $a$  — расстояние между осями цилиндров, м.

Равнодействующая сил инерции второго порядка равна их сумме и остается неуравновешенной:

$$\Sigma P_{н2} = P_{н2}^I + P_{н2}^{II} = 2m_n \omega^2 r \lambda \cos 2\alpha \text{ кг}. \quad (58)$$

Величина этой равнодействующей незначительна, так как у современных автотракторных двигателей величина  $\lambda$  составляет 0,22—0,28.

Центробежная сила инерции неуравновешенных вращающихся частей кривошипа первого цилиндра равна по величине, но противоположно направлена центробежной силе инерции неуравновешенных вращающихся частей кривошипа второго цилиндра, поэтому сумма их равна нулю:

$$\Sigma P_{ц} = 0. \quad (59)$$

Центробежные силы инерции, как равные, параллельные и противоположно направленные, создают момент

$$M_{ц} = P_{ц} a = m_n \omega^2 r a \text{ кг} \cdot \text{м}. \quad (60)$$

Момент  $M_{ц}$  может быть уравновешен установкой противовесов на щеках коленчатого вала или на маховике и шкиве привода вентилятора. У двигателя Д-21 этот момент уравновешивается двумя противовесами, установленными на концах специального вала, угловая скорость которого такая же, как и у коленчатого вала.

Если у V-образного двухцилиндрового двигателя шатуны установлены на одну шейку, а цилиндры расположены под углом  $90^\circ$  (рис. 33, а), то силы инерции первого порядка для первого и второго цилиндров

$$P_{н1}^I = m_n \omega^2 r \cos \alpha; \quad P_{н1}^{II} = m_n \omega^2 r \cos(90 - \alpha) = m_n \omega^2 r \sin \alpha.$$

Переносим силы инерции первого порядка в центр вращения коленчатого вала. Величина равнодействующей силы инерции первого порядка (рис. 33, б) определяется как геометрическая сумма сил  $P_{н1}^I$  и  $P_{н1}^{II}$ , то есть

$$\begin{aligned} \Sigma P_{н1} &= \sqrt{(P_{н1}^I)^2 + (P_{н1}^{II})^2} = \sqrt{(m_n \omega^2 r \cos \alpha)^2 + (m_n \omega^2 r \sin \alpha)^2} = \\ &= \sqrt{(m_n \omega^2 r)^2 (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha)} = m_n \omega^2 r. \end{aligned} \quad (61)$$

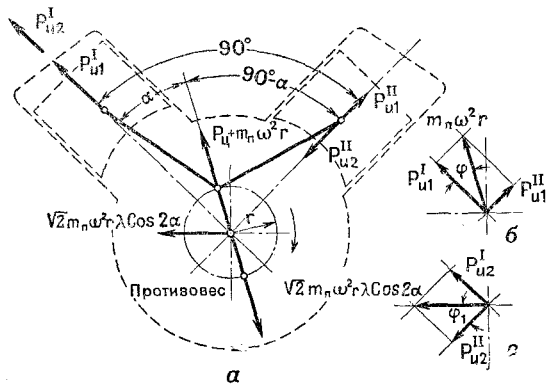


Рис. 33. Схема направления сил инерции в V-образном двухцилиндровом двигателе, цилиндры которого расположены под углом  $90^\circ$ .

Угол  $\varphi$  между направлениями сил  $\Sigma P_{и1}$  и  $P_{и1}^I$  равен углу  $\alpha$ , так как

$$\cos \varphi = \frac{P_{и1}^I}{\Sigma P_{и1}} = \frac{m_{п}\omega^2 r \cos \alpha}{m_{п}\omega^2 r} = \cos \alpha.$$

Следовательно, равнодействующая сил инерции первого порядка постоянна по величине и всегда направлена по радиусу от центра вращения.

Силы инерции второго порядка для первого и второго цилиндров

$$P_{и2}^I = m_{п}\omega^2 r \lambda \cos \alpha;$$

$$P_{и2}^{II} = m_{п}\omega^2 r \lambda \cos 2(90 - \alpha) = -m_{п}\omega^2 r \lambda \cos 2\alpha.$$

Определяем величину равнодействующей сил инерции второго порядка (рис. 33, в) таким же образом, как величину равнодействующей сил инерции первого порядка:

$$\Sigma P_{и2} = \sqrt{(P_{и2}^I)^2 + (P_{и2}^{II})^2} = \sqrt{2} m_{п}\omega^2 r \lambda \cos 2\alpha. \quad (62)$$

Угол  $\varphi_1$  между направлениями сил  $\Sigma P_{и2}$  и  $P_{и2}^{II}$  равен  $45^\circ$ , так как

$$\cos \varphi_1 = \frac{m_{п}\omega^2 r \lambda \cos 2\alpha}{\sqrt{2} m_{п}\omega^2 r \lambda \cos 2\alpha} = \frac{1}{\sqrt{2}} = \cos 45^\circ.$$

Следовательно, равнодействующая сил инерции второго порядка переменна по величине и направлению и расположена в горизонтальной плоскости.

Центробежная сила инерции неуравновешенных вращающихся частей полностью уравнивается противовесами, установленными на щеках коленчатого вала. Равнодействующая сил инерции первого порядка может быть полностью уравновешена путем увеличения массы противовесов (рис. 33, а'), устанавливаемых для уравнивания сил инерции неуравновешенных вращающихся частей.

Из рассмотренных двухцилиндровых четырехтактных двигателей лучше других уравновешен V-образный.

**Уравнивание четырехцилиндрового двигателя.** Коленчатые валы отечественных автотракторных однорядных четырехцилиндровых четырехтактных двигателей выполнены с расположением колен под углом  $180^\circ$  (рис. 34). Такой коленчатый вал получен в результате симметричного соединения двух коленчатых валов двухцилиндровых двигателей, уравнивание которых рассмотрено выше.

При расположении колен вала под углом  $180^\circ$  равнодействующая сил инерции первого порядка равна нулю.

Равнодействующая сил инерции второго порядка равна их сумме и остается свободной:

$$\Sigma P_{и2} = 4m_{п}\omega^2 r \lambda \cos 2\alpha. \quad (63)$$

Равнодействующая центробежных сил инерции неуравновешенных вращающихся частей равна нулю.

Моменты, возникающие от сил инерции первого

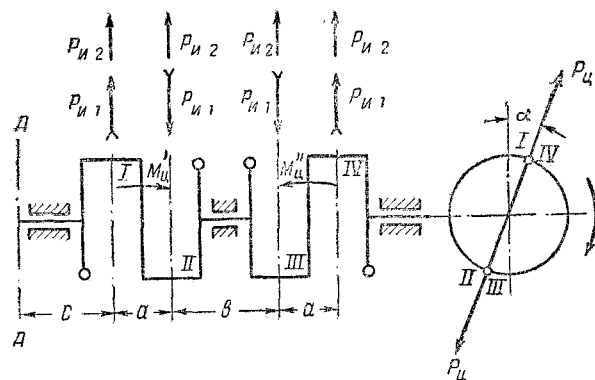


Рис. 34. Схема направления сил инерции в четырехцилиндровом двигателе, колена коленчатого вала которого расположены под углом  $180^\circ$ .

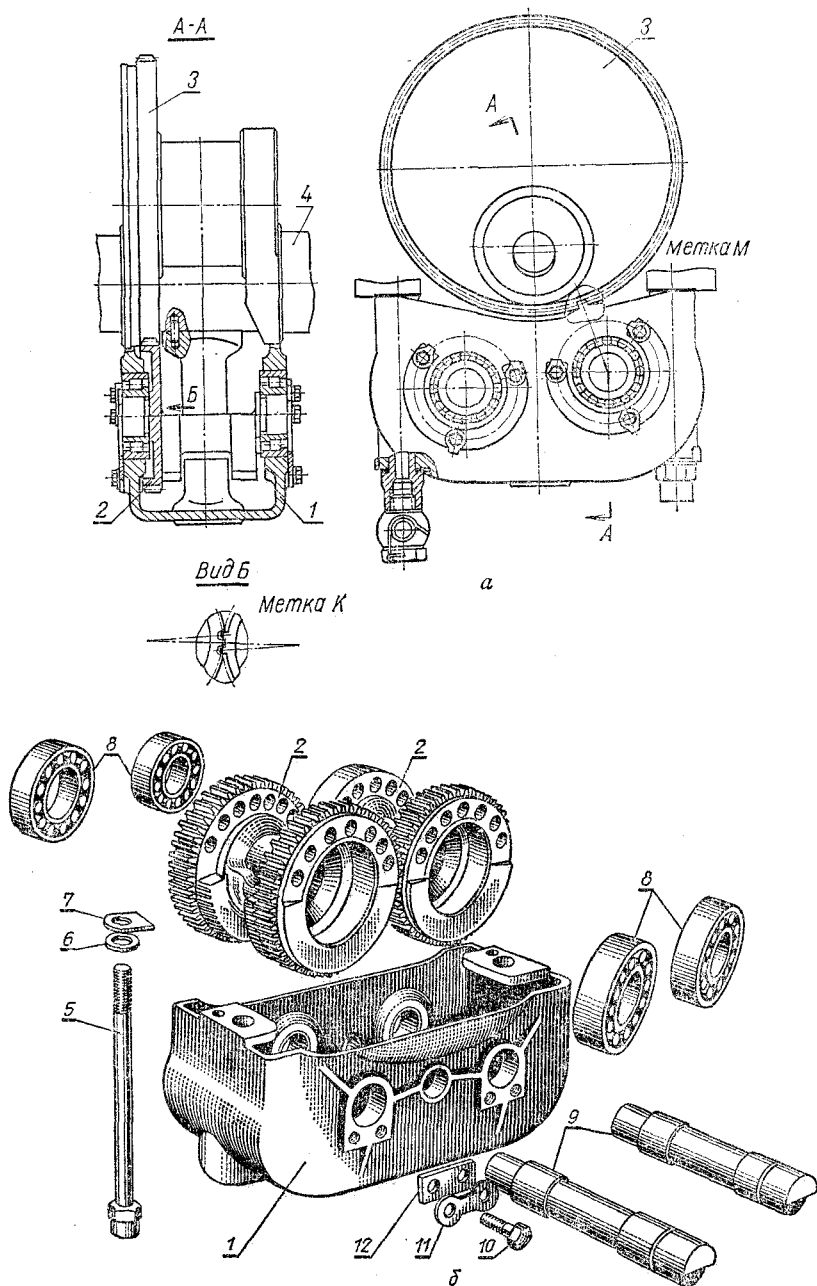


Рис. 35. Механизм уравнивания сил инерции второго порядка двигателя АМ-41:

а — механизм уравнивания; б — детали механизма уравнивания: 1 — корпус; 2 — шестерня с грузом; 3 — зубчатый венец; 4 — коленчатый вал; 5, 10 — болты; 6, 7, 11 — шайбы; 8 — роликовый подшипник; 9 — ось; 12 — планка.

го порядка —  $M_{н1}^I$  и  $M_{н1}^{II}$  и центробежных сил инерции —  $M_{ц}^I$  и  $M_{ц}^{II}$ , взаимно уравниваются, так как они равны по величине и направлены в противоположные стороны.

Моменты от центробежных сил инерции значительно нагружают коренные подшипники коленчатого вала, особенно средний, и увеличивают прогиб коленчатого вала. Для разгрузки коренных подшипников и

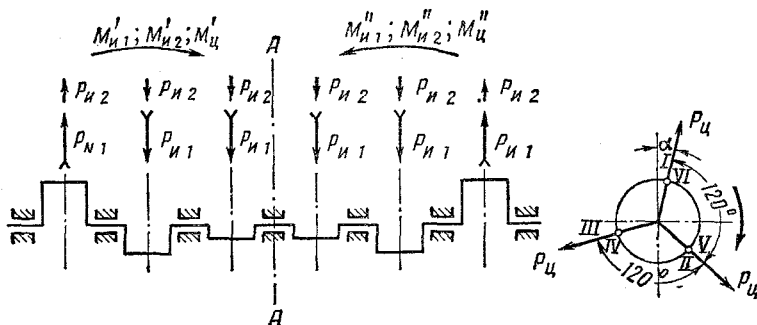


Рис. 36. Схема направления сил инерции в шестицилиндровом двигателе, колена коленчатого вала которого расположены под углом  $120^\circ$ .

коленчатого вала у некоторых двигателей (Д-108, Д-130 и ГАЗ-21А) на щеках коленчатого вала имеются противовесы, уравнивающие центробежные силы инерции каждого цилиндра.

У двигателя АМ-41 для уравнивания сил инерции второго порядка применен специальный механизм (рис. 35, а, б) который крепится к блок-картеру двумя болтами 5. Механизм состоит из корпуса 1, внутри которого на роликовых подшипниках 8 вращаются две шестерни 2. Каждая шестерня 2 имеет груз, выполненный как одно целое с ней. Шестерни 2 приводятся во вращение от зубчатого венца 3, напрессованного на четвертую щеку коленчатого вала 4. Угловая скорость шестерни 2 в два раза больше, чем угловая скорость коленчатого вала. При сборке механизма уравнивания нужно, чтобы совпали метки «К» на шестернях 2 и метки «М» на шестерне 2 и зубчатом венце 3. Механизм уравнивания значительно сокращает вибрацию двигателя.

**Уравнивание шестицилиндрового двигателя.** Коленчатые валы отечественных автотракторных однорядных шестицилиндровых четырехтактных двигателей (ГАЗ-51 и АМ-01) выполнены с расположением колен попарно под углом  $120^\circ$  (рис. 36). Это наиболее распространенная форма коленчатого вала для шестицилиндровых четырехтактных двигателей. При таком расположении колен

$$\Sigma P_{и1} = 0; \quad \Sigma P_{и2} = 0; \quad \Sigma P_{ц} = 0;$$

$$\Sigma M_{и1} = 0; \quad \Sigma M_{и2} = 0; \quad \Sigma M_{ц} = 0.$$

Для разгрузки коренных подшипников коленчатого вала от действия моментов сил инерции у двигателей ГАЗ-51 и АМ-01 коленчатые валы имеют противовесы.

**Уравнивание V-образного восьмицилиндрового двигателя.** Коленчатые валы отечественных автотракторных восьмицилиндровых четырехтактных двигателей (ГАЗ-53, ЗИЛ-130, ЯМЗ-238 и ЯМЗ-238НБ) выполнены с расположением колен в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Эти двигатели можно представить себе состоящими из четырех V-образных двухцилиндровых двигателей, поэтому у них  $\Sigma P_{и1} = 0$ ;  $\Sigma P_{и2} = 0$ ;  $\Sigma P_{ц} = 0$  и  $\Sigma M_{ц2} = 0$ . Суммарный момент, возникающий от действия центробежных сил инерции и сил инерции первого порядка, может быть уравновешен противовесами, установленными на щеках коленчатого вала, или двумя противовесами на концах коленчатого вала, расположенными в плоскости действия момента. В систему уравнивания дизелей ЯМЗ-238 и ЯМЗ-238НБ входят противовесы, укрепляемые на щеках вала, и выносные противовесы, расположенные на переднем конце коленчатого вала и маховике.



**Действительная уравновешенность двигателя.** Выводы об уравновешенности двигателей, сделанные выше, справедливы, если точно совпадают между собой по весу движущиеся детали, радиусы кривошипов, длины шатунов, углы расположения кривошипов.

В действительности из-за отклонений в пределах допусков размеров деталей и различной плотности их металла силы инерции движущихся деталей для отдельных цилиндров получаются неодинаковыми и уравновешенность двигателя нарушается.

Для того чтобы действительная уравновешенность как можно меньше отличалась от теоретической, необходимо учесть следующее.

1. При изготовлении и ремонте двигателей комплекты поршней и шатунов нужно подбирать с минимальным отклонением по весу. Так, например, в двигателе СМД-14 разница в весе собранных комплектов поршней и шатунов не должна превышать 30 г, а в двигателе ГАЗ-53—8 г.

2. Коленчатые валы и маховики при изготовлении следует подвергать динамической балансировке, а при ремонте следить, чтобы эта балансировка не была нарушена. Если при проверке окажется, что неуравновешенность (дисбаланс) превышает допустимую величину, то ее уменьшают, снимая в определенных местах этих деталей часть металла.

## Глава 7

### УСТРОЙСТВО И РАБОТА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Кривошипно-шатунный механизм двигателей внутреннего сгорания (рис. 37) состоит из цилиндров 14, головки цилиндров 1, поршней 34 в комплекте с кольцами, поршневых пальцев 33, шатунов 32 в комплекте со втулками в верхней головке и подшипниками в нижней головке, коленчатого вала 27 с коренными подшипниками и маховика 41.

#### § 1. ЦИЛИНДРЫ И БЛОК-КАРТЕРЫ

**Цилиндр** вместе с поршнем и головкой цилиндра образуют замкнутый объем, в котором совершается рабочий цикл двигателя. Внутренняя поверхность стенок цилиндра служит направляющей при движении поршня.

Цилиндры 4 (рис. 38) могут быть изготовлены каждый в отдельности, как, например, у двигателей Д-21 и Д-37М, или в общей отливке — блоке цилиндров.

Блоки или отдельные цилиндры крепятся к остову двигателя — картеру 7, внутри которого установлен коленчатый вал.

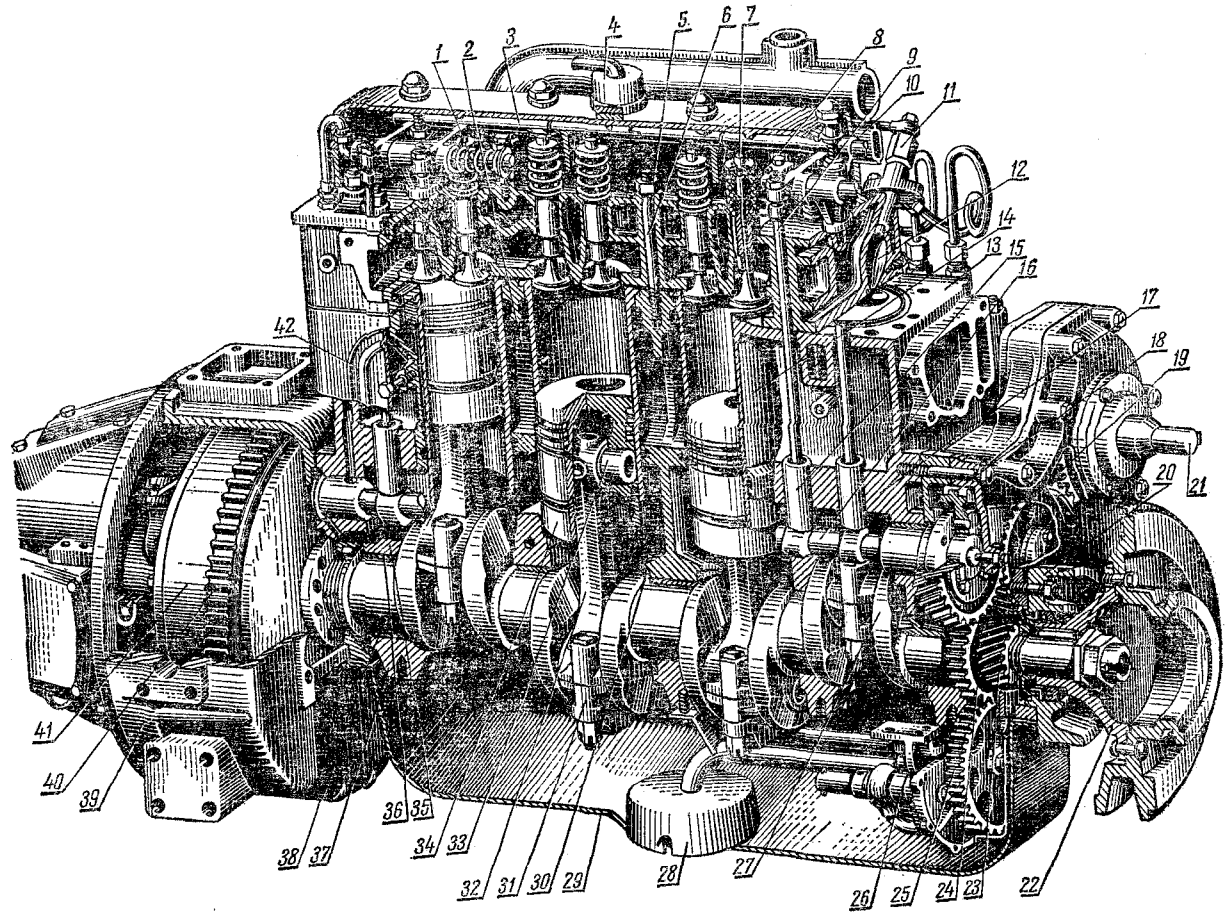
**Картер** 7 двигателя представляет собой массивную неподвижную металлическую деталь, которая несет на себе все основные узлы и детали двигателя. В картере находятся подшипники коленчатого и распределительного валов, оси и валы шестерен приводов разных механизмов и другие детали. Снизу картер закрыт поддоном 9, который служит резервуаром для масла.

Картер может быть выполнен в общей отливке с блоком, как это имеет место на большинстве двигателей СМД-14\* (рис. 37), Д-50, АМ-01, АМ-41, ЯМЗ-238НБ, ГАЗ-53, ЗИЛ-130 и некоторых других. Такие отливки называются *блок-картерами*, они сообщают конструкции большую жесткость.

\* Конструкция и работа механизмов дизелей СМД-14А, СМД-12Б, СМД-14Б, СМД-14К, СМД-14КФ, СМД-15К, СМД-15КФ, СМД-17К и СМД-18К такие же, как у базового дизеля СМД-14, поэтому далее будет указываться только базовая модель дизеля.

Рис. 37. Дизель СМД-14:

1 — головка цилиндров; 2 — водяная рубашка блок-картера; 3 — валик декомпрессора; 4 — сапун; 5 — гайка; 6 — шпилька; 7 — впускной клапан; 8 — пружины клапана; 9 — штанга толкателя; 10 — водоотводная труба; 11 — форсунка; 12 — вихревая камера; 13 — прокладка головки цилиндра; 14 — гильза цилиндра; 15 — толкатель; 16 — распределительный вал; 17 — блок-картер; 18 — шестерня распределительного вала; 19 — шестерня промежуточная; 20 — передняя опора дизеля; 21 — счетчик моточасов; 22 — шкив; 23 — шестерня коленчатого вала; 24 — ведущая шестерня привода масляного насоса; 25 — ведомая шестерня привода масляного насоса; 26 — масляный насос; 27 — коленчатый вал; 28 — маслозаборник; 29 — поддон картера; 30 — упорное доукольцо; 31 — крышка шатуна; 32 — шатун; 33 — поршневой палец; 34 — поршень; 35 — стенка блок-картера; 36 — верхний вкладыш коренного подшипника; 37 — крышка пятого коренного подшипника; 38 — нижний вкладыш коренного подшипника; 39 — картер маховика; 40 — венец маховика; 41 — маховик; 42 — боковая крышка блок-картера.



Блок-картеры отливают из серого чугуна (СМД-14, ЗИЛ-130) и алюминиевого сплава (ГАЗ-53, ГАЗ-21А). Чугунные блоки обладают достаточной прочностью и сравнительно дешевы. Блоки из алюминиевого сплава легко обрабатываются, значительно легче чугунных, однако дороже их.

При V-образной конструкции блок-картера (рис. 39) ряды цилиндров обычно расположены под углом  $90^\circ$  между их осями. Такое расположение цилиндров уменьшает вес и габариты двигателя по длине и высоте и повышает жесткость конструкции. Последнее снижает возможность появления нежелательных деформаций блок-картера и других деталей двигателя.

Конструкция цилиндров в основном определяется способом охлаждения. При воздушном охлаждении цилиндры 4 (рис. 38) снабжаются специальными ребрами 10 для увеличения поверхности охлаждения. При жидкостном охлаждении между наружной поверхностью цилиндра и внутренними стенками блока имеется кольцевое пространство — водяная рубашка 2 (рис. 37), заполняемая охлаждающей жидкостью.

К верхней обработанной плоскости блок-картера (рис. 40) на шпильках крепится головка цилиндров. В стенках блок-картера расположены каналы для подвода масла к трущимся поверхностям деталей и отвер-

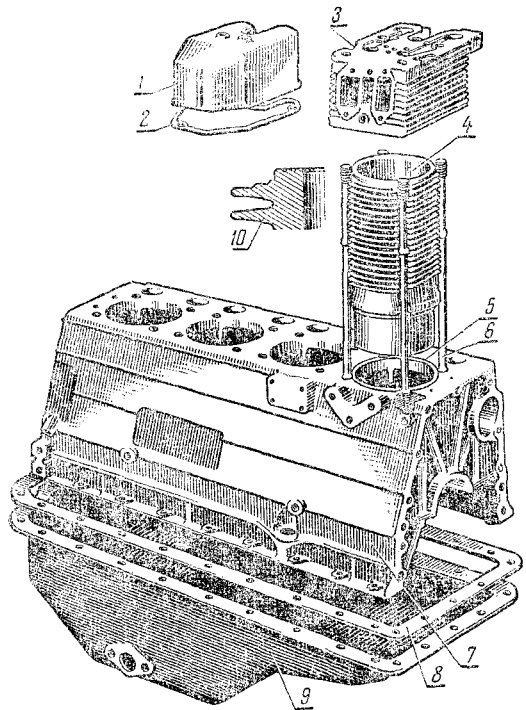


Рис. 38. Детали двигателя Д-37М:

1 — крышка клапанов; 2, 5, 8 — прокладки; 3 — головка цилиндра; 4 — цилиндр; 6 — шпилька; 7 — картер; 9 — поддон картера; 10 — ребра цилиндра.

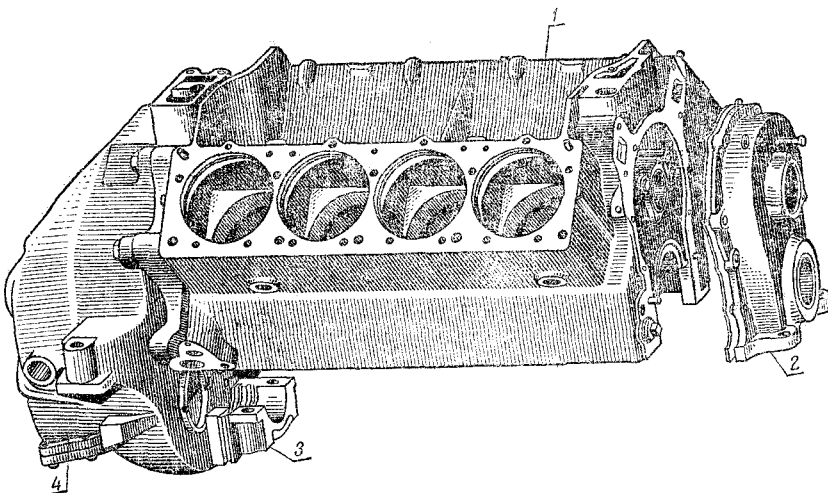


Рис. 39. Блок-картер двигателя ЗИЛ-130:

1 — блок-картер; 2 — крышка распределительных шестерен; 3 — крышка коренного подшипника; 4 — картер маховика.

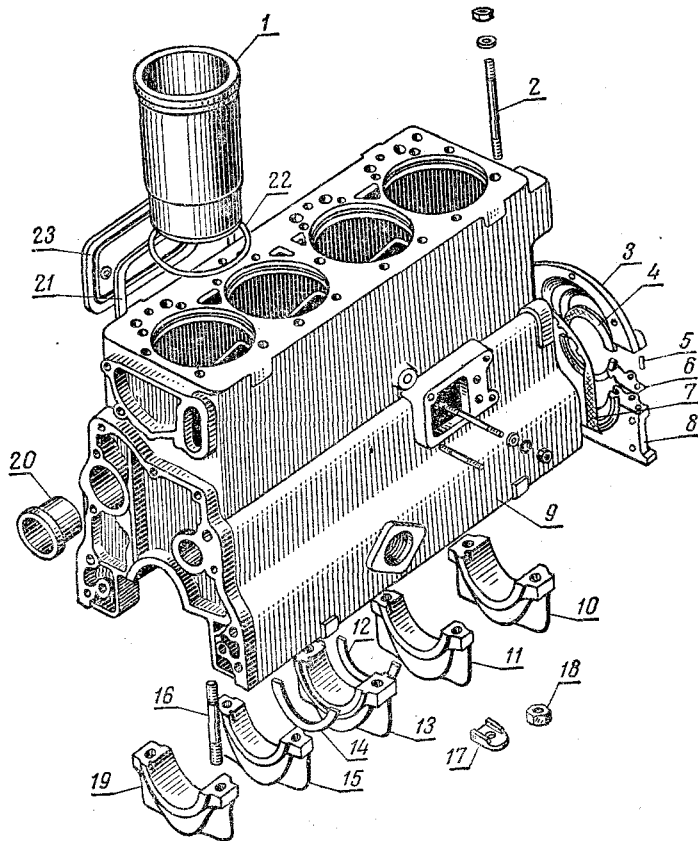


Рис. 40. Блок-картер дизеля СМД-14:

1 — гильза цилиндра; 2 — шпилька крепления головки цилиндров; 3 — верхняя половина корпуса уплотнения; 4 — сальник; 5 — штифт; 6 и 7 — прокладки; 8 — нижняя половина корпуса уплотнения; 9 — блок-картер; 10, 11, 13, 15 и 19 — крышки коренных подшипников; 12, 14 — упорные полукольца; 16 — шпилька коренного подшипника; 17 — стопорная шайба; 18 — гайка; 20 — втулка переднего подшипника распределительного вала; 21 — прокладка боковой крышки; 22 — уплотнительное кольцо гильзы цилиндра; 23 — боковая крышка.

ствия для установки деталей. На внутренних и наружных поверхностях стенок имеются обработанные площадки для крепления различных деталей и механизмов.

Конструкция блок-картера зависит от расположения клапанов. В двигателях с нижним расположением клапанов в блок-картере имеется боковой прилив для их размещения, называемый клапанной коробкой, а в верхней стенке блок-картера сбоку каждого цилиндра сделаны клапанные отверстия. Такая конструкция применена в двигателях ГАЗ-52-01 (рис. 41) и П-23.

В двигателях с верхним расположением клапанов последние помещаются в головке цилиндров, в результате чего конструкция блок-картера упрощается. Такая конструкция применена в двигателях СМД-14 (рис. 37), Д-50, АМ-01, АМ-41, ЯМЗ-238НБ, Д-21, Д-130, ГАЗ-53 и некоторых других.

Внутреннюю тщательно отполированную поверхность 2 (рис. 42, а) цилиндра называют *зеркалом цилиндра*. Точная обработка этой поверхности (ее овальность и конусность должны быть не более 0,02 мм) обеспечивает легкость движения поршня и плотное прилегание его к цилиндру.

Блок-картеры выполняются со вставными гильзами из легированных чугунов, обладающих большой износостойкостью и высокими меха-

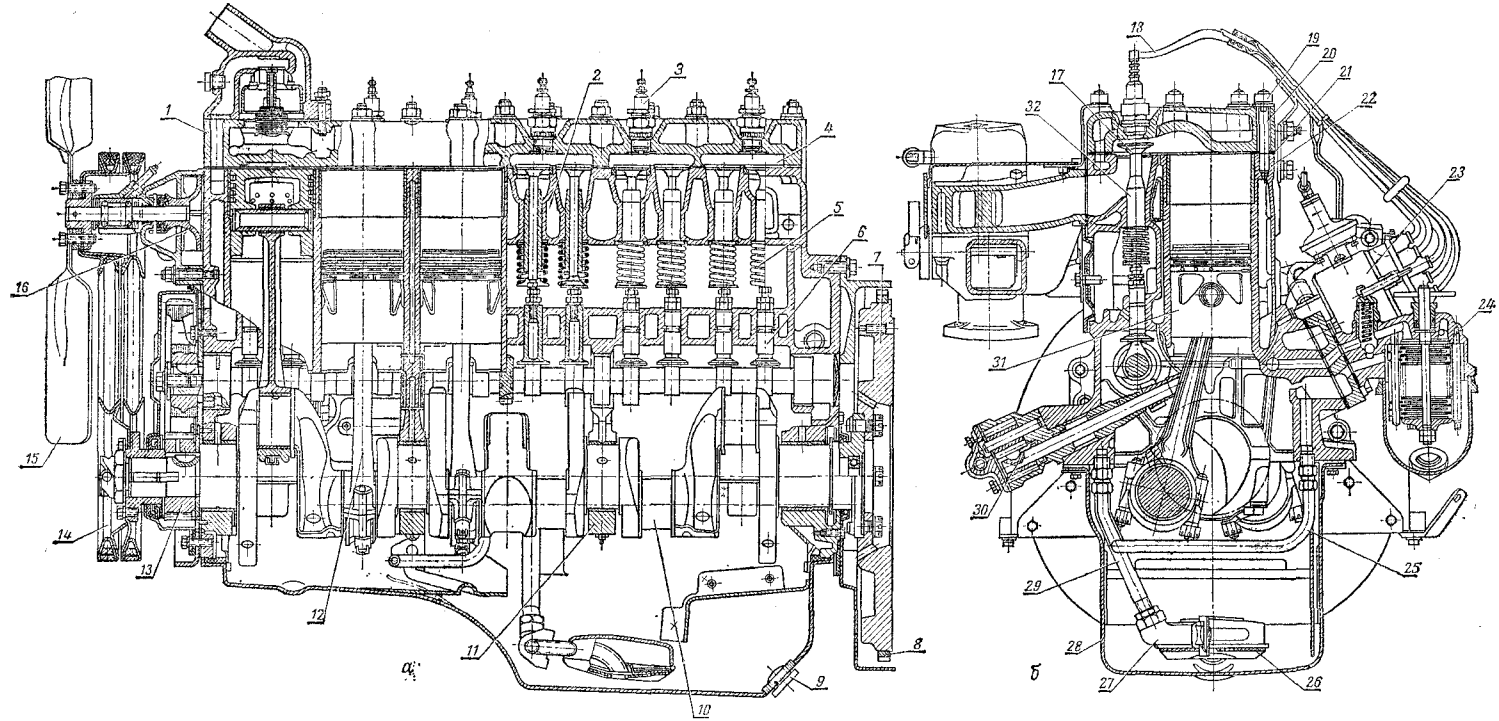


Рис. 41. Продольный (а) и поперечный (б) разрезы двигателя ГАЗ-52-01:

1 — головка цилиндров; 2 — водяная рубашка; 3 — свеча; 4 — камера сгорания; 5 — пружина клапана; 6 — толкатель; 7 — маховик; 8 — венец маховика; 9 — пробка; 10 — коленчатый вал; 11 — крышка коренного подшипника; 12 — шатун; 13 — шестерня коленчатого вала; 14 — шкив коленчатого вала; 15 — вентилятор; 16 — водяной насос; 17 — клапан; 18 — провод к свече; 19 — гайка; 20 — шпилька; 21 — прокладка головки цилиндров; 22 — блок-картер; 23 — прерыватель-распределитель; 24 — фильтр грубой очистки масла; 25 и 29 — маслопроводы; 26 — сетка маслоприемника; 27 — маслоприемник; 28 — поддон картера; 30 — масляный насос; 31 — поршень; 32 — втулка клапана.

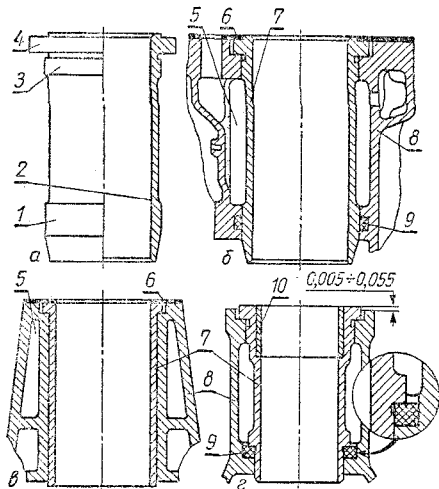


Рис. 42. Гильзы цилиндров:

а — гильза цилиндра двигателя Д-50; б — установка мокрой гильзы цилиндра двигателя Д-50 в блок-картер; в — установка сухой гильзы цилиндра в блок-картер; г — установка мокрой гильзы цилиндра двигателя ГАЗ-21А в блок-картер; д, е — установочные пояса гильзы; ж — зеркало гильзы цилиндра; з — буртик; и — водяная рубашка блок-картера; б — прокладка головки цилиндров; 7 — гильза цилиндра; 8 — блок-картер; 9 — уплотняющее резиновое кольцо; 10 — вставка.

и ЗИЛ-130 запрессованы короткие вставки 10, изготовленные из антикоррозионного (кислотоупорного) чугуна.

Цилиндры двигателей с воздушным охлаждением (Д-21 и Д-37М) крепятся на шпильках к картеру и гильз не имеют.

У многих двигателей для повышения износостойкости внутреннюю поверхность гильз подвергают закалке на глубину 1,5—3 мм с нагревом токами высокой частоты.

Мокрую гильзу в гнездо блок-картера 8 (рис. 42, б и в) устанавливают так, чтобы предотвратить утечку жидкости из водяной рубашки в гильзу и поддон картера. Кроме того, гильзе должна быть обеспечена возможность изменения длины при нагревании и охлаждении.

На рисунке 42, б показана установка мокрой гильзы цилиндра в блок-картер двигателя Д-50. Нижним пояском буртик 4 опирается на основание цилиндрической выемки в верхней плоскости блок-картера 8. На нижнем поясе блок-картера сделана кольцевая канавка, в которую закладывают уплотняющее резиновое кольцо 9. Это кольцо несколько выступает над поверхностью пояса блок-картера. При установке гильзы в блок-картер резиновое кольцо обжимается и, заполняя все пространство кольцевой канавки, создает надежное уплотнение между гильзой и блок-картером. Торец гильзы несколько выступает над верхней плоскостью блок-картера, что обеспечивает лучшее обжатие прокладки 6 и создает надежное уплотнение от прорыва газов из цилиндра. На верхней плоскости торца гильзы имеется узкий выступающий пояс. Усилия от затяжки шпилек головки цилиндров передаются через этот пояс на основание цилиндрической выемки блок-картера, в результате чего уменьшается деформация гильзы.

После установки гильзы цилиндрические поверхности ее буртика 4 и выемки на верхней плоскости блок-картера не должны соприкасаться.

В двигателях ГАЗ-21А уплотняющее резиновое кольцо 9 (рис. 42, в) установлено между основанием нижнего выступа блок-картера и

ническими качествами. Применение вставных гильз позволяет увеличить срок службы блок-картера (путем замены изношенных гильз новыми) и упрощает его отливку.

Гильзы называются *мокрыми* (рис. 42, б), если они омываются охлаждающей жидкостью с наружной стороны, или *сухими* (рис. 42, в), если они установлены в предварительно расточенный цилиндр блок-картера.

Сухие гильзы применялись в автомобильных двигателях ЯМЗ (двухтактных), а мокрые — в двигателях СМД-14 (рис. 40), Д-50 (рис. 42, б), АМ-41 и АМ-01 и др. Толщина стенок сухих гильз составляет 2—4 мм, мокрых — 6—8 мм.

Наибольший износ наблюдается в верхней части цилиндра, находящейся под воздействием высоких температур и коррозионного влияния отработавших газов. Для уменьшения износа в верхнюю часть цилиндров двигателей ГАЗ-52-01 (рис. 41) и гильзы 7 (рис. 42, в) цилиндров двигателей ГАЗ-21А, ГАЗ-24, ГАЗ-53

опорной поверхностью нижнего установочного пояса гильзы цилиндров.

В двигателе ГАЗ-53 гильза цилиндра не имеет верхнего опорного буртика, а между основанием нижнего выступа блок-картера и опорной поверхностью нижнего буртика гильзы цилиндра устанавливается медная кольцевая прокладка.

Конструкция мокрых гильз и их установка в блок-картеры у других отечественных двигателей мало отличаются от рассмотренных выше.

В передней и задней стенках нижней части блок-картеров, а часто и в средних вертикальных перегородках его размещаются коренные подшипники коленчатого вала (рис. 37 и 41).

К нижней части блок-картера крепится на болтах поддон 29 (рис. 37), служащий резервуаром для масла.

## § 2. ГОЛОВКА ЦИЛИНДРОВ

Головка цилиндров представляет собой сложную по форме деталь, устанавливаемую сверху цилиндра (двигатель Д-21 и Д-37М), группы цилиндров (двигатели АМ-01, Д-108, Д-130, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130) или блок-картера (двигатели СМД-14, АМ-41 и Д-50).

Она отливается из чугуна или алюминиевого сплава. Головка цилиндров из алюминиевого сплава легче чугунной и лучше отводит тепло. Это позволяет у карбюраторных двигателей повысить степень сжатия, а следовательно, мощность и экономичность двигателя. У автомобильных двигателей головки цилиндров сделаны из алюминиевого сплава.

Головка цилиндров 1 (рис. 37) надевается на шпильки б, ввернутые в блок-картер 17, и крепится гайками 5.

Уплотнение между головкой цилиндров и блок-картером или цилиндрами достигается установкой прокладки из упругого материала: асбостальной или медноасбестовой. Асбостальные прокладки (рис. 43) со-

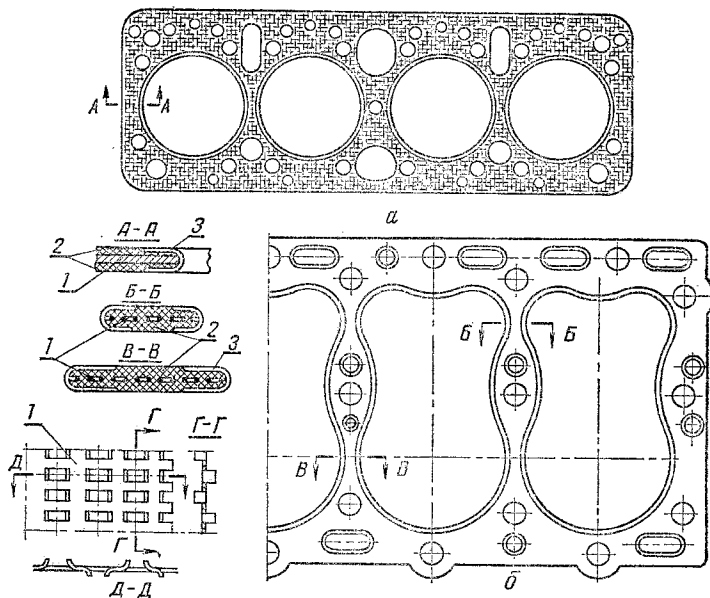


Рис. 43. Прокладки головки цилиндров:

а — прокладка головки цилиндров двигателя СМД-14; б — прокладка головки цилиндров двигателя ГАЗ-52-01; 1 — стальной каркас; 2 — асбестовые листы; 3 — окантовка.

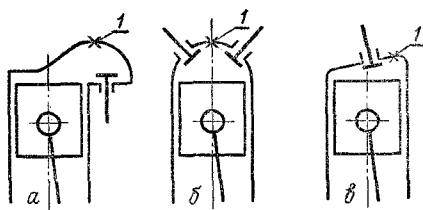


Рис. 44. Формы камер сгорания двигателей:

*а* — смещенная (Г-образная); *б* — полусферическая; *в* — клиновая; 1 — место расположения свечи.

стоят из тонкого листа мягкой стали — каркаса 1, на обе стороны которого наложены листы 2 прессованного асбеста. С наружной стороны асбестовые листы покрыты графитом. Окна для камер сгорания, а иногда отверстия для воды и масла в прокладках имеют окантовку 3 из тонкой листовой стали.

В головке цилиндров расположены камеры сгорания, размещены свечи или форсунки, а иногда и дополнительные камеры.

Конструкция головки цилиндров зависит от типа двигателя, системы охлаждения и расположения клапанов.

У двигателя с верхним расположением клапанов конструкция головки цилиндров усложняется вследствие того, что в ней размещаются клапаны и каналы для подвода воздуха (горючей смеси) и отвода отработавших газов (рис. 37).

При жидкостном охлаждении головка цилиндров имеет полости для охлаждающей жидкости — водяную рубашку, которая соединяется с водяной рубашкой блока цилиндров.

При воздушном охлаждении наружная поверхность головки 3 (рис. 38) снабжается специальными ребрами охлаждения.

Форма камеры сгорания оказывает большое влияние на характер протекания рабочего цикла в цилиндре и особенно на процесс сгорания. В карбюраторных двигателях от формы камеры сгорания и расположения свечи в большой степени зависит возможность применения высокой степени сжатия без возникновения детонации. Чем компактнее камера сгорания, тем меньше вероятность детонации, тем выше экономичность двигателя.

Основные формы камер сгорания, применяющихся в карбюраторных двигателях, показаны на рисунке 44. Смещенная (рис. 44, *а*) камера сгорания применяется в головках цилиндров двигателей ГАЗ-52-01 и П-23, полусферическая (рис. 44, *б*) — в двигателе ГАЗ-21А, а клиновая (рис. 44, *в*) — в двигателях ГАЗ-53 и ЗИЛ-130.

У дизелей форма камеры сгорания должна соответствовать выбранному способу смесеобразования. Камеры сгорания автотракторных дизелей делятся на *неразделенные* и *разделенные*.

В дизелях с неразделенной камерой сгорания (дизели Д-21, Д-37М, АМ-41, АМ-01 и Д-108) нижняя поверхность головки цилиндров, обращенная к поршню, делается гладкой.

В дизелях с разделенной камерой сгорания в головке цилиндров размещены вихревые камеры (дизели Д-50, и СМД-14) или предкамеры и каналы, сообщающие эти камеры с основными камерами сгорания, расположенными в цилиндрах, над поршнями.

У дизеля СМД-14 головка цилиндров отлита из чугуна и устроена следующим образом (рис. 45). Против каждого цилиндра со стороны нижней плоскости головки цилиндров расточены два отверстия 11 и 12, кромки которых скошены у большинства двигателей под углом 45° и служат опорными поясками для выпускного 5 и впускного 13 клапанов. Эти отверстия с опорными поясками принято называть седлами. Ширина опорных поясков (рисок) 2,0—2,5 мм. Над каждым седлом в верхней части головки в вертикальное отверстие запрессована чугунная направляющая втулка 14 клапанов.

Внутри головки цилиндров отверстия для клапанов переходят во впускные 15 и выпускные 26 каналы, которые выходят наружу. К площадке 29 у места выхода из головки выпускных каналов на шпильках



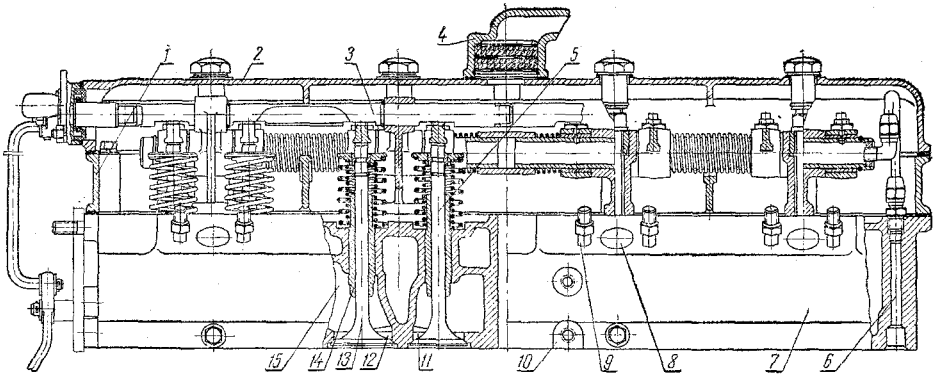
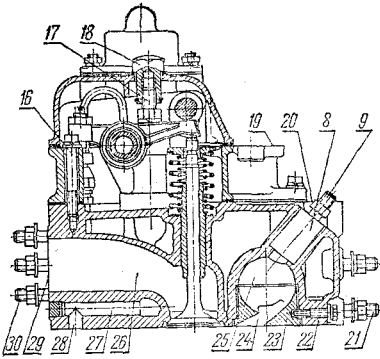


Рис. 45. Головка цилиндров дизеля СМД-14:

1 — корпус колпака; 2 — крышка колпака; 3 — валик декомпрессионного механизма; 4 — сапун; 5 — выпускной клапан; 6 — маслоподводящий канал; 7 — головка цилиндра; 8 — отверстие для форсунки; 9, 17, 21, 30 — шпильки; 10 — прилив для крепления топливного фильтра; 11 — седло выпускного клапана; 12 — седло впускного клапана; 13 — впускной клапан; 14 — направляющая втулка; 15 — впускной канал; 16 — болт; 18 — гайка; 19 — площадка для крепления впускной трубы; 20 — площадка для крепления водоотводящей трубы; 22 — установочный винт; 23 — вставка; 24 — диффузор; 25 — вихревая камера; 26 — выпускной канал; 27, 28 — каналы для подвода воды; 29 — площадка для крепления выпускной трубы.



30 крепится выпускная труба, к площадке 19 корпуса 1 колпака — впускная труба.

В нижней части головки над каждым цилиндром расположена вихревая камера 25 шаровой формы. Верхняя половина шаровой камеры расточена в головке цилиндров, а нижняя представляет собой вставку 23 из жаропрочной стали. Вихревая камера каналом-диффузором 24 соединяется с пространством над поршнем. Вставка 23 фиксируется в головке цилиндров установочным винтом 22.

В наклонные отверстия 8 головки цилиндров, сообщающиеся с вихревыми камерами 25, устанавливаются форсунки, которые крепятся на шпильках 9.

Для соединения водяных рубашек головки цилиндров и блок-картера в нижней стенке головки имеются отверстия, совпадающие с соответствующими отверстиями в блок-картере. Каналы 27 и 28 в головке цилиндров служат для создания направленного потока воды к наиболее нагретым местам головки: вихревым камерам и перемышкам между камерами и выпускными клапанами. Вода отводится из головки цилиндров через отверстия в верхней части в трубу 10 (рис. 37), которая крепится к головке болтами.

В середине нижней поверхности головки цилиндров сделаны три неглубокие поперечные канавки. Они уменьшают влияние температурных напряжений на прочность головки цилиндров.

Восемь сквозных отверстий у правой стенки головки цилиндров нужны для прохода штанг 9 толкателя. Корпус колпака 1 (рис. 45) и его крышка 2 закрывают клапанный механизм, смонтированный на головке цилиндров.

Корпус колпака 1 привернут к головке цилиндров 7 болтами 16, а крышка к корпусу колпака шпильками 17 и гайками 18. Для уплотнения между корпусом колпака и головкой цилиндров установлена паронито-

вая, а между крышкой и корпусом — пробковая прокладка. К крышке колпака болтами прикреплен сапун 4.

В задней части головки цилиндров сделан канал 6 для подвода масла к клапанному механизму.

В теле головки цилиндров просверлены отверстия, через которые проходят шпильки крепления головки к блок-картеру.

### § 3. ПОРШНИ, ПОРШНЕВЫЕ КОЛЬЦА И ПАЛЦЫ

**Поршень** представляет собой металлический стакан, установленный в цилиндре с небольшим зазором. Он воспринимает давление расширяющихся газов и передает его через поршневой палец и шатун на коленчатый вал.

Поршень подвергается действию высоких температур и давлений (в дизелях до  $90 \text{ кг/см}^2$ ) и движется со значительной скоростью (5—15 м/сек). Неравномерное движение поршня приводит к возникновению сил инерции, которые у многооборотных двигателей достигают большой величины. В соответствии с условиями работы материал поршня должен обладать высокими механическими качествами и износостойкостью, быть легким, хорошо отводить тепло. Этим требованиям удовлетворяют алюминиевые сплавы АК4, АС, АЛ-25 и др.

К недостаткам поршней из алюминиевых сплавов следует отнести большой коэффициент линейного расширения (вследствие чего приходится увеличивать зазор между стенками цилиндра и поршнем) и ухудшение механических качеств с повышением температуры. Для устранения последнего недостатка поршни из алюминиевых сплавов термически обрабатывают.

Поршень (рис. 46) состоит из днища 1, уплотняющей части (головки) 4 и направляющей части (юбки) 5.

Днище поршня воспринимает давление газов. Оно выполняется плоским или сложной фасонной формы. У дизелей днище поршня обычно имеет фасонную форму, которая зависит от способа смесеобразования и расположения клапанов и форсунки. Внутри поршня на его боковых стенках имеются два прилива 10, так называемые бобышки, в отверстия 8 которых устанавливается поршневой палец.

Для прочности и лучшего отвода тепла каждая бобышка связана с днищем симметрично расположенными ребрами 3. В некоторых кон-

струкциях поршней ребра отливаются и на внутренней стороне днища поршня (ГАЗ-52-01). На внутренней поверхности каждой бобышки сделана кольцевая канавка 7 для установки стопорных колец 6 поршневого пальца.

На боковой наружной поверхности поршня имеются канавки 15 и 17 для установки поршневых колец. В канавки 15, расположенные в верхней части (головке 4) поршня, устанавливают компрессионные кольца 14, а в канавку 17 — масло-съемные кольца 13.

У некоторых поршней канавка 17 для масло-съемных колец делается и в нижней части юбки. Иногда под канавками для масло-съемных колец расположены неглубокие кольцевые канавки 12. В канавках

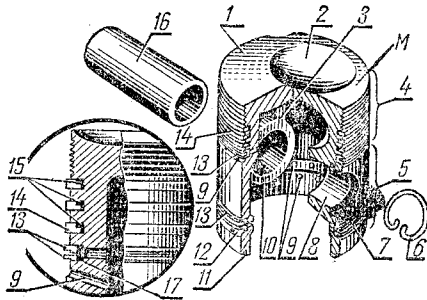


Рис. 46. Поршень, поршневые кольца и палец дизеля Д-50:

- 1—днище; 2—поддиффузорная выемка; 3—ребро; 4—уплотняющая часть (головка); 5—направляющая часть (юбка); 6—стопорные кольца; 7—канавка для стопорного кольца; 8—отверстие под поршневой палец; 9—отверстия для стока масла; 10—бобышка; 11—выточка; 12—кольцевая канавка; 13—масло-съемные кольца; 14—компрессионное кольцо; 15—канавки для компрессионных колец; 16—поршневой палец; 17—канавка для масло-съемных колец.

17 для маслосъемных колец и в канавках 12 по окружности просверлены сквозные отверстия 9, по которым избыток масла, снимаемый маслосъемными кольцами с рабочей поверхности цилиндра, стекает внутрь поршня, а затем в картер. Поршни у двигателей Д-50 и СМД-14 на торце юбки имеют выточки с острой кромкой, снимающие излишки масла с зеркала гильзы цилиндра.

На головке поршня и на перемычках между канавками для колец у дизеля Д-37М и на головке поршня у дизеля Д-50 сделаны мелкие кольцевые канавки глубиной 0,3 мм. В них задерживаются продукты сгорания масла (нагар) и частицы, образующиеся вследствие износа трущихся деталей.

Для уменьшения износа канавки под верхнее компрессионное кольцо, испытывающей наибольшие механические и тепловые нагрузки, в головку поршня двигателя ЗИЛ-130 залито чугунное кольцо 11 (рис. 47, а, в), в котором сделана канавка для верхнего компрессионного кольца 18 (рис. 47, б, в).

Поясок 1 внутри направляющей части используют для подгонки поршней по весу в целях улучшения уравновешивания двигателя. Срезая металл с пояска, добиваются, чтобы разница в весе у поршней на одном двигателе не превышала установленной нормы.

Для получения подвижного соединения цилиндр и поршень подбирают друг к другу в холодном состоянии с небольшим зазором по диаметру между цилиндром и юбкой поршня. Зазор предотвращает заедание в цилиндре нагретого поршня и обеспечивает образование масляной пленки между ними. Нагревание поршня по высоте, а следовательно, и расширение его различные: большее у днища, меньшее в юбке. Поэтому диаметр поршня в головке меньше, чем в юбке.

Для получения минимального зазора между юбкой и стенкой цилиндра в холодном двигателе и устранения заедания поршня при его нагревании юбки поршней из алюминиевого сплава делают эллиптического профиля, конусные по высоте и с разрезами. С этой же целью у поршней двигателей Д-37М, СМД-14, ЗИЛ-130 и некоторых других на наружной поверхности в зоне расположения бобышек снимают часть металла, делая неглубокие вырезы прямоугольной формы, называемые холодильниками 4 (рис. 47, а).

Юбки поршней, имеющие разрезы, обладают пружинящими свойствами и при различных температурных условиях плотно прилегают к стен-

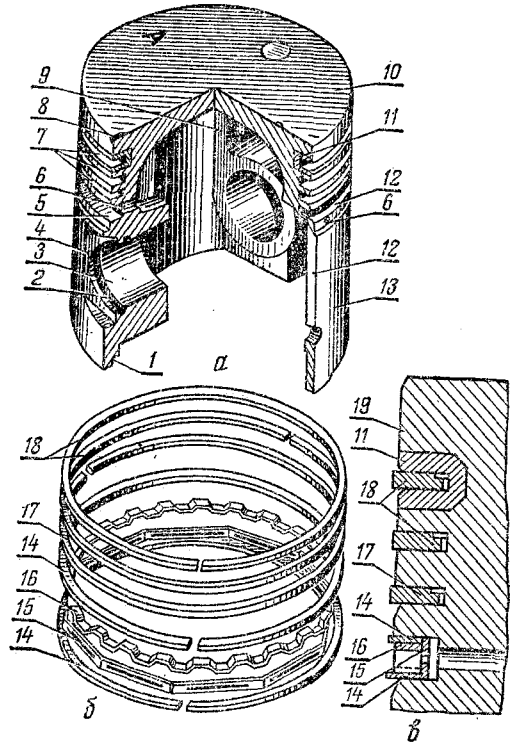


Рис. 47. Поршень и поршневые кольца двигателя ЗИЛ-130:

а — поршень; б — поршневые кольца; в — установка поршневых колец: 1 — поясок; 2 — канавка для стопорного кольца; 3 — бобышка; 4 — холодильник; 5 — канавка для маслосъемного кольца; 6 — отверстие для стока масла; 7 — канавки для компрессионных колец; 8 — установочная лыска; 9 — ребро; 10 — днище; 11 — чугунное кольцо (вставка); 12 — сквозная Т-образная прорезь; 13 — направляющая часть (юбка); 14 — кольцевой диск маслосъемного кольца; 15 — радиальный расширитель маслосъемного кольца; 16 — осевой расширитель маслосъемного кольца; 17 — нижнее компрессионное кольцо; 18 — верхние хромированные компрессионные кольца; 19 — уплотняющая часть (головка).

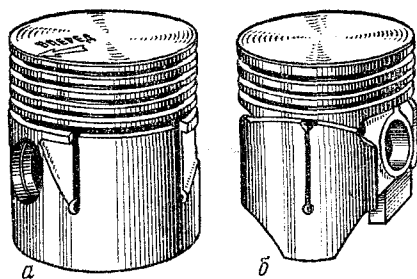


Рис. 48. Поршни автомобильных двигателей:

*а* — с несквозной П-образной прорезью (двигатели ГАЗ-52-01 и ГАЗ-69); *б* — с несквозной Т-образной прорезью (двигатель ГАЗ-21А и ГАЗ-53).

кам цилиндров. Формы разрезов бывают различные (рис. 48, *а*, *б*): несквозной П-образный (двигатели ГАЗ-52-01 и ГАЗ-69), несквозной Т-образный (двигатели ГАЗ-21А и ГАЗ-53).

Поршни с разрезными юбками устанавливаются в цилиндры так, чтобы сторона, ослабленная разрезом, испытывала воздействие меньшей нормальной силы  $N$  (см. рис. 29), то есть разрезом вправо (если смотреть на двигатель спереди).

Если юбка поршня имеет эллиптическую форму, то меньшая ось эллипса располагается в плоскости оси поршневого пальца. Нагреваясь, поршень

сильнее расширяется в этой плоскости за счет большего количества металла, сосредоточенного в бобышках. Поэтому при работе двигателя юбка из эллиптической делается цилиндрической, и зазор между ней и цилиндром в различных радиальных направлениях становится одинаковым.

Разность между большой и малой осями эллиптической юбки у поршней колеблется в пределах 0,14—0,52 мм.

Высота юбки у поршня выбирается такой, чтобы при передаче им нормальной силы  $N$  давление на стенки цилиндра не превышало 3 кг/см<sup>2</sup>.

Зазор между цилиндром и юбкой поршня, если юбка имеет эллиптический профиль или разрез, должен быть 0,05—0,10 мм, а если она цилиндрической формы и не имеет разреза, то 0,18—0,30 мм.

Для улучшения приработки поршня с цилиндром трущиеся поверхности поршней некоторых двигателей (например, ГАЗ-21А, ГАЗ-53, ЗИЛ-130) покрывают тонким слоем (0,004—0,006 мм) олова. У двигателей ГАЗ-21А, ГАЗ-53, ЗИЛ-130, АМ-01, АМ-41 и ЯМЗ для прохода противовесов коленчатого вала при нижнем положении поршня и облегчения поршня часть его юбки под бобышками удалена.

Чтобы облегчить подбор поршней к цилиндру и поршневых пальцев по отверстиям в бобышках с необходимым зазором, поршни сортируют на размерные группы в пределах допуска по диаметрам юбки и отверстиям в бобышках.

Метка размерной группы обычно делается на днище поршня (рис. 46 — буква *М*; на рис. 47, *а* — буква *А*). Соответственно сортируются на размерные группы цилиндры и поршневые пальцы. У гильзы цилиндра метка размерной группы делается на верхнем торце. С целью облегчения подбора одинаковых по весу поршней обычно на днище ставят еще и метку весовой группы.

У большинства двигателей поршни на днище имеют метки, например лыски 8 (рис. 47, *а*) или стрелки (рис. 48, *а*), указывающие правильное положение поршня в цилиндре.

**Поршневые кольца** по назначению разделяют на компрессионные и маслосъемные. Их изготавливают из легированного чугуна или стали.

**Поршневые компрессионные кольца** (рис. 49, *а*) служат для уплотнения зазора между поршнем и стенкой цилиндра. В результате их установки предотвращается прорыв воздуха и газов из пространства над поршнем в картер, а также проникновение масла в камеру сгорания. Одновременно компрессионные кольца отводят тепло от головки поршня к стенкам цилиндра.

**Поршневые маслосъемные кольца** (рис. 49, *б*) предназначены для снятия излишков масла со стенки цилиндра.

Для надежной работы кольца должны плотно без просветов прилегать к зеркалу цилиндра по всей окружности.

Наружный диаметр кольца в свободном состоянии (не вставленного в цилиндр) несколько больше внутреннего диаметра цилиндра. В одном месте по окружности часть кольца вырезана, вследствие этого кольцо при постановке в цилиндр пружинит и хорошо прилегает к стенке цилиндра.

Небольшое количество газов из надпоршневого пространства проникает в зазоры между внутренними цилиндрическими поверхностями компрессионных колец и поршневых канавок. При этом давление (см. рис. 50, а) и скорость газов постепенно уменьшаются. Эти газы тоже прижимают кольца к стенкам цилиндра. Таким образом, компрессионные кольца прижаты к стенке цилиндра силами своей упругости и давления газов.

Вырез 3 (рис. 49) в поршневом кольце называется *замком*. При постановке кольца в цилиндр в его замке должен быть оставлен зазор в несколько десятых миллиметра (0,2—0,8 мм), обеспечивающий возможность расширения кольца при нагревании. Формы замков поршневых колец показаны на рисунке 50, б. Наибольшее распространение получило кольцо с прямым замком, так как оно проще и дешевле в изготовлении и создает достаточную герметичность.

В канавках на поршне кольца также устанавливаются по высоте с небольшим зазором (от сотых до нескольких десятых долей миллиметра), с тем чтобы трение торцов кольца о стенки канавки не мешало ему свободно пружинить.

Чем выше расположено на поршне кольцо, тем больше оно нагревается, поэтому величины зазоров в замках и по высоте у верхних поршневых колец больше, чем у нижних.

Компрессионные кольца, соприкасаясь с рабочей поверхностью цилиндра, передают ей теплоту, воспринимаемую в процессе работы от поршня. Таким образом охлаждается верхняя, наиболее нагретая часть поршня, непосредственно не прилегающая к стенкам цилиндра.

Если поршневые кольца неплотно прилегают к стенке цилиндра, то газы, прорываясь даже через незначительные просветы между стенкой цилиндра и кольцами, вызывают перегрев колец. В результате этого масло, находящееся между поршнем и стенкой цилиндра, окисляется.

Углеродистые вещества (лаковые отложения), образующиеся при этом, заполняют зазоры между стенками канавок поршня и кольцами. Движение колец будет затруднено, и они перестанут свободно перемещаться и пружинить. Это явление носит название пригорания (закоксовывания) колец и сопровождается потерей двигателем мощности и повышенным расходом масла.

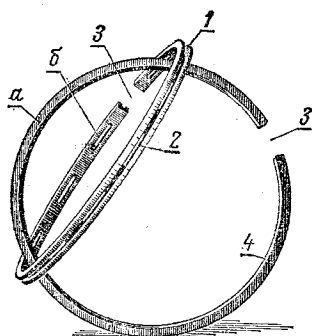


Рис. 49. Поршневые кольца: а — компрессионное кольцо; б — маслосъемное кольцо; 1 — канавка маслосъемного кольца; 2 — прорез маслосъемного кольца; 3 — замок; 4 — выточка в компрессионном кольце.

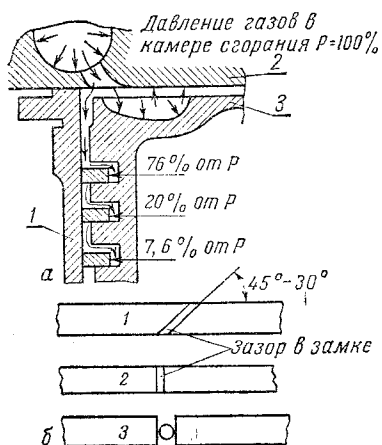


Рис. 50. Компрессионные поршневые кольца:

а — схема уплотняющего действия колец: 1 — гильза цилиндра; 2 — головка цилиндра; 3 — поршень; б — формы замков колец: 1 — косой; 2 — прямой; 3 — прямой со стопорным винтом.

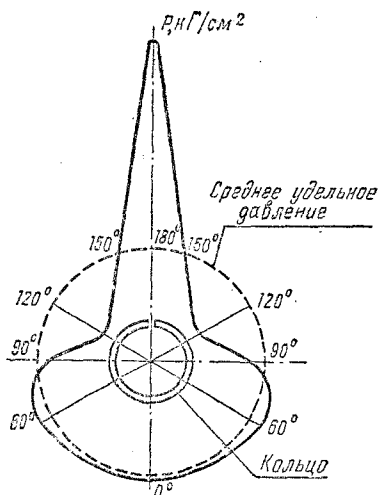


Рис. 51. Эпюра радиальных удельных давлений поршневого кольца.

Для обеспечения длительного плотного прилегания поршневых колец по всей окружности к стенке цилиндра кольца изготавливают с неравномерным радиальным удельным давлением по окружности (с наибольшим давлением у замка). Такое распределение радиальных удельных давлений (рис. 51) достигается специальной формой отливки кольца и его механической обработкой.

В поперечном сечении компрессионные кольца могут иметь различную форму (рис. 52).

По сравнению с кольцом прямоугольного сечения (рис. 52, а) кольцо с конической наружной поверхностью (рис. 52, б) имеет меньшую опорную поверхность, поэтому удельное давление, которое оно оказывает на стенку цилиндра, больше. Это обеспечивает конусному кольцу хороший контакт по всей окружности с зеркалом цилиндра и, следовательно, быструю приработку. Последнее обстоятельство увеличивает срок службы поршневых колец.

По мере износа конусного кольца полоса его контакта с зеркалом цилиндра по высоте увеличивается.

Компрессионные кольца двигателей ГАЗ-52-01, ГАЗ-53, ЗИЛ-130, СМД-14, Д-50 и других (рис. 52, в, г) имеют по внутреннему диаметру сверху кольца фаску или выточку. При установке таких колец в цилиндр они деформируются (скручиваются) и прилегают к зеркалу цилиндра нижней кромкой (рабочее состояние). Поэтому скручивающиеся кольца работают подобно конусным и в то же время уменьшают перемещение колец в вертикальном направлении.

Поршневые кольца с фасками и выточками ставят на поршни так, чтобы фаски или выточки были направлены вверх.

На двигателях АМ-41, АМ-01 и ЯМЗ (рис. 52, д) установлены кольца, имеющие в поперечном сечении форму односторонней трапеции с углом наклона  $10^\circ$  в сторону внутреннего диаметра. У этих колец сила от давления газов дает горизонтальную составляющую, которая увеличивает давление кольца на стенку цилиндра.

Трущаяся о цилиндр поверхность верхнего компрессионного кольца хромируется. Общая толщина слоя хрома на кольце 0,10—0,15 мм. Наружный слой хрома толщиной 0,03—0,06 мм — пористый. Хромиро-

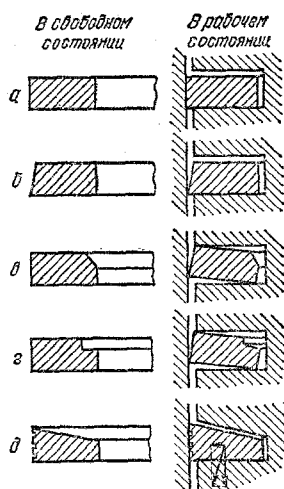


Рис. 52. Формы поперечных сечений поршневых компрессионных колец:

а — прямоугольное; б — конусное (Д-108 и Д-130, третье кольцо ЗИЛ-130); в — с фаской на внутренней стороне (ГАЗ-52-01, ГАЗ-53, ГАЗ-21А); г — с выточкой на внутренней стороне (СМД-14, Д-50, ЗИЛ-130); д — односторонняя трапеция (АМ-41, АМ-01 и ЯМЗ).

вание верхнего компрессионного кольца улучшает условия его смазки и увеличивает срок службы всех колец и цилиндра.

У многих двигателей трущаяся поверхность поршневых колец покрывается электролитическим способом слоем олова толщиной 0,004—0,010 мм. Облуживание поршневых колец улучшает их приработку и способствует повышению срока службы колец и цилиндров.

Второе и третье компрессионные кольца двигателей АМ-41, АМ-01 и ЯМЗ на наружной цилиндрической поверхности имеют три кольцевые канавки глубиной 0,5 мм (рис. 52, д). Эти канавки способствуют быстрой приработке колец, улучшают смазку трущихся поверхностей колец и цилиндра.

Для уплотнения, обеспечивающего герметичность цилиндра, у карбюраторных двигателей на поршни устанавливают 2—3, а у дизелей, где давление газов в цилиндрах более высокое, 3—4 компрессионных кольца.

Утечка газов из цилиндра уменьшается при увеличении числа оборотов двигателя, так как при этом сокращается продолжительность хода поршня. Поэтому на поршни быстроходных двигателей устанавливают меньшее количество компрессионных колец, чем на поршни тихоходных двигателей.

С целью уменьшения утечки газов через зазоры в замках кольца устанавливают на поршень так, чтобы замки не находились на одной образующей. Для предотвращения попадания колец в продувочные окна цилиндра у двухтактных двигателей (ПД-10М и его модификаций) кольца фиксируют в канавках при помощи стопорных винтов (рис. 50, б), ввернутых в поршень.

Внутренняя поверхность цилиндров обильно смазывается. Если не снимать излишки масла, то оно, проникая в полость над поршнем и соприкасаясь с горячими газами и деталями, частично сгорает, а частично окисляется. Это вызывает повышенный расход масла и образование нагара на днище поршня, головке и стенках цилиндра.

Проникновению масла в полость над поршнем в значительной мере способствует *насосное действие компрессионных колец*, которое заключается в следующем. Когда поршень движется вниз (рис. 53, а), кольца благодаря инерции и трению о стенку цилиндра прижаты к верхним стенкам канавок и зазоры, образующиеся под кольцами, заполняются маслом. При движении поршня вверх (рис. 53, б) кольца прижимаются к нижним стенкам канавок и выдавливают масло через радиальный зазор в пространство над кольцом. Этот процесс периодически повторяется, и масло нагнетается в камеру сгорания.

Маслосъемные кольца (см. рис. 49, б) снимают излишки масла со стенки цилиндра и отводят его в картер двигателя. Для этой цели маслосъемным кольцам придают специальную форму. На наружной цилиндрической поверхности кольца проточена канавка 1, которая уменьшает опорную поверхность кольца, вследствие чего увеличивается удельное давление. Дно канавки по всей окружности имеет прорези 2.

При движении поршня вниз (рис. 54, а) излишки масла снимаются кромками кольца и через зазор между кольцами и стенкой канавки поршня и прорезь 2 в кольце, а затем через канал 3 в поршне отводятся в картер двигателя. Если в поршне сделаны маслосъемные каналы 1 под маслосъемным кольцом, то часть снятого масла стекает в картер по

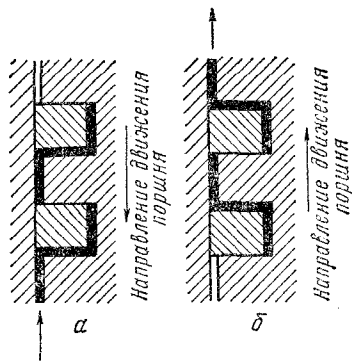


Рис. 53. Схема насосного действия компрессионных колец: а — поршень движется вниз; б — поршень движется вверх.

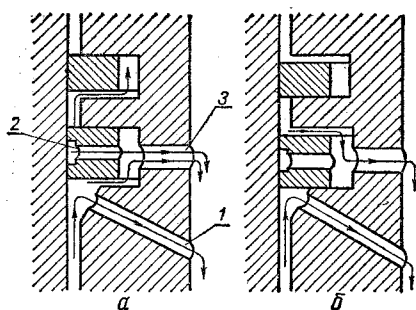


Рис. 54. Схема работы маслосъемных колец:

*a* — поршень движется вниз; *b* — поршень движется вверх; 1, 3 — маслоотводящие каналы; 2 — прорезь в кольце.

Д-37М в каждую канавку устанавливается два маслосъемных кольца скребкового типа (рис. 55), хромированных по рабочему буртику. Эти кольца работают независимо друг от друга и легко приспосабливаются к профилю поверхности гильзы цилиндра.

Маслосъемные скребковые кольца устанавливаются в канавки поршня с зазорами по высоте 0,2—0,36 мм.

Для сохранения на длительный период плотного прилегания поршневого кольца к зеркалу цилиндра, даже при значительном износе и снижении упругости поршневого кольца, иногда между поршневым кольцом и стенкой канавки поршня ставят стальное пружинящее кольцо (рис. 56), называемое *расширителем*.

На поршне двигателя ЗИЛ-130 установлено составное маслосъемное кольцо, все детали которого сделаны из специальной пружинной стали.

Кольцо состоит из двух плоских кольцевых дисков 14 (см. рис. 47, *b* и *в*), осевого 16 и радиального 15 расширителей. Диски и расширители имеют замки, а радиальный расширитель 15 — прорези (щели) по окружности. Осевой расширитель 16, расположенный между дисками 14, плотно прижимает их к верхней и нижней стенкам канавки поршня. Радиальный расширитель 15, находящийся в глубине канавки поршня за дисками 14, плотно прижимает диски к зеркалу гильзы цилиндра.

Поршневые кольца некоторых двигателей фосфатируют, предохраняя от коррозии.

**Поршневой палец** служит для шарнирного соединения поршня с шатуном. При работе поршневой палец подвергается воздействию больших механических нагрузок, переменных по величине и направлению,

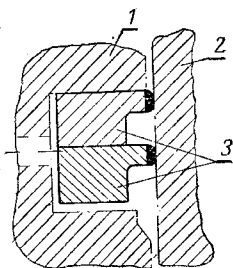


Рис. 55. Положение маслосъемных колец скребкового типа в канавке поршня:

1 — поршень; 2 — цилиндр; 3 — маслосъемные кольца.

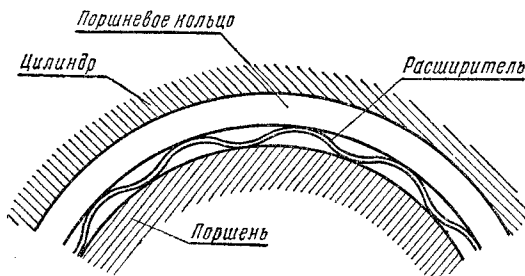


Рис. 56. Поршневое кольцо с расширителем.



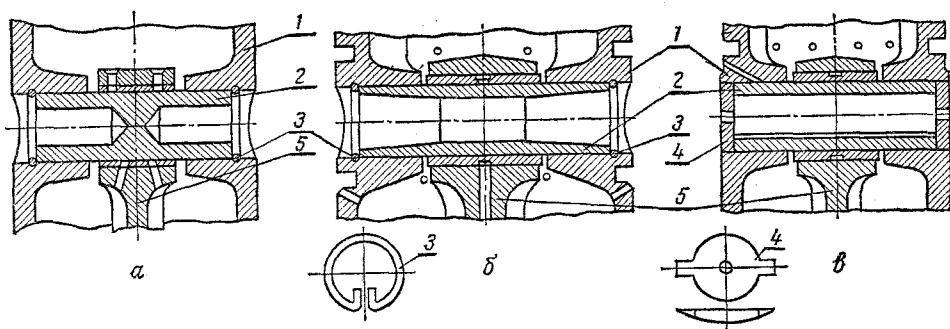


Рис. 57. Конструкция поршневых пальцев и способы крепления их от осевых перемещений:

1 — поршень; 2 — поршневой палец; 3 — стопорное кольцо; 4 — алюминиевая заглушка; 5 — шатун.

поэтому он должен быть прочным и жестким. Кроме того, поршневой палец должен быть легким и износоустойчивым.

Поршневой палец 16 (рис. 46) представляет собой отрезок стальной толстостенной трубы. Для уменьшения веса пальца 2 (рис. 57) его внутренний канал иногда делают переменного сечения. У двухтактных двигателей ПД-10У и ПД-10М внутри канала пальца имеется перегородка, которая предотвращает прорыв горючей смеси из кривошипной камеры в выпускной канал.

Для получения твердого износоустойчивого верхнего слоя металла пальца и вязкой середины, способной работать в условиях ударных нагрузок, палец подвергают термической обработке. Если палец изготовлен из малоуглеродистой стали (например, ЗИЛ-130, СМД-14, АМ-41, АМ-01, ЯМЗ), то его с наружной поверхности цементируют на глубину от 1,0 до 1,5 мм, а затем подвергают закалке и отпуску. В случае применения стали 40 или 45 палец подвергают поверхностной закалке с нагревом токами высокой частоты. Для уменьшения трения наружная поверхность пальцев полируется.

Своими концами палец 2 устанавливается в отверстия бобышек поршня 1, а средней частью проходит через отверстие верхней головки шатуна 5. Чтобы палец не касался зеркала цилиндра, он имеет длину, несколько меньшую, чем диаметр поршня, и удерживается от осевых перемещений либо стопорными пружинящими кольцами 3 (рис. 57, а и б), которые вставляются в канавки обеих бобышек поршня (Д-37М, СМД-14, АМ-01, АМ-41, ГАЗ-52-01 и др.), либо (П-23) алюминиевыми заглушками 4 (рис. 57, в).

У современных двигателей поршневой палец во время работы свободно поворачивается в бобышках поршня и в верхней головке шатуна, поэтому его называют *плавающим*.

В бобышках поршня палец устанавливается с небольшим натягом. Материал поршня (алюминиевые сплавы) имеет больший коэффициент линейного расширения, чем материал пальца (сталь). При достижении поршнем и пальцем рабочей температуры палец расширяется в меньшей степени, чем отверстие для него в бобышках поршня, и поэтому палец получает возможность поворачиваться в бобышках. Для облегчения установки пальца поршень при сборке нагревают до 85—150° С и после этого устанавливают в него палец.

В бобышках поршня палец смазывается маслом, снимаемым масляными кольцами и разбрызгиваемым коленчатым валом. У некоторых двигателей для лучшего поступления масла к трущимся поверхностям бобышек и пальца в бобышках сделаны сверления.

## § 4. ШАТУНЫ И ШАТУННЫЕ ПОДШИПНИКИ

**Шатун** соединяет поршень с коленчатым валом и передает усилия, действующие на поршень, коленчатому валу.

Шатун должен быть прочным, жестким и легким. Его штампуют из высококачественной углеродистой или легированной стали, после чего подвергают механической и термической обработке.

Различают следующие элементы шатуна: верхнюю головку 13 (рис. 58), соединенную при помощи пальца с поршнем, стержень 5 и нижнюю головку 17.

Стержень 5 шатуна обычно имеет двутавровое сечение. В верхнюю головку 13 шатуна запрессовывают латунную или бронзовую втулку 2 с отверстиями для подвода масла к поверхности пальца. В шатунах двигателей АМ-41, АМ-01, ЯМЗ, Д-130 и Д-108 масло к втулке 2 верхней головки подается принудительно из нижней головки по каналу 3 (рис. 58, а). У шатунов АМ-41, АМ-01 и ЯМЗ для дозирования масла, поступающего к пальцу, в канале стержня установлена калиброванная втулка

В двигателях ГАЗ-52-01, ГАЗ-53, ЗИЛ-130 и других масло во втулку верхней головки подается через отверстие 14 (рис. 58, в и г) разбрызгиванием.

В двигателях Д-108 и Д-130 часть масла, подаваемого под давлением по каналу 3 (рис. 58, а) во втулку 2, впрыскивается через два отверстия 1 в верхней головке шатуна на внутреннюю поверхность днища поршня и охлаждает его.

Во избежание трения о бобышки поршня верхняя головка шатуна имеет длину на 2—4 мм меньшую, чем расстояние между торцами бобышек поршня.

Нижняя головка шатуна для соединения с коленчатым валом делается разъемной. Исключение составляют двигатели ПД-8, ПД-10У и ПД-10М, у которых коленчатый вал разборный, а нижняя головка неразъемная.

Съемная часть нижней головки шатуна называется *крышкой*. Плоскость разъема нижней головки обычно перпендикулярна оси шатуна. У двигателей АМ-41, АМ-01 и ЯМЗ (рис. 58, б) для обеспечения

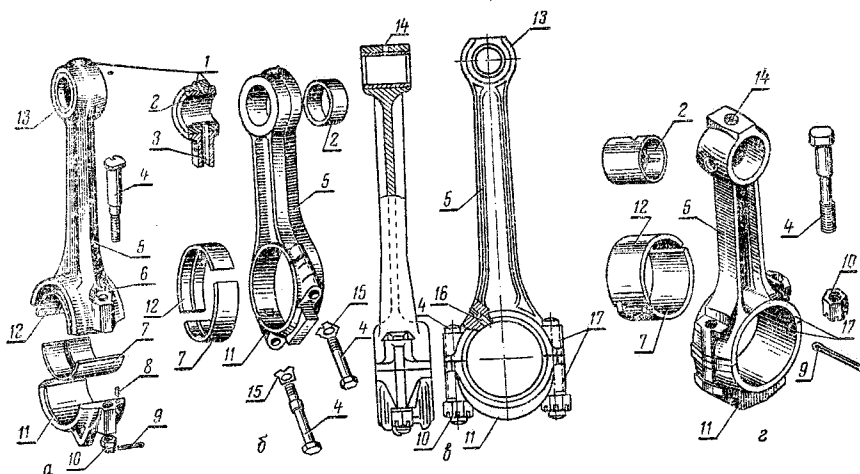


Рис. 58. Шатуны двигателей:

а — Д-108 и Д-130; б — АМ-41, АМ-01 и ЯМЗ; в — ГАЗ-52-01; г — СМД-14; 1, 14 — отверстия для впрыскивания масла; 2 — втулка верхней головки шатуна; 3 — канал для подвода масла к втулке верхней головки шатуна; 4 — шатунный болт; 5 — стержень; 6 — штифт; 7 — нижний вкладыш; 8 — установочный штифт крышки шатуна; 9 — шплинт; 10 — гайка; 11 — крышка нижней головки шатуна; 12 — верхний вкладыш; 13 — верхняя головка шатуна; 15 — замковая шайба; 16 — сверление в нижней головке шатуна; 17 — нижняя головка шатуна.

возможности выемки шатуна через цилиндр вверх разъем нижней головки сделан под углом  $55^\circ$  к оси стержня шатуна.

У двигателей Д-37М, АМ-41, АМ-01 и ЯМЗ крышка 11 фиксируется треугольными шлицами и крепится к шатуну двумя болтами, которые заворачиваются в резьбовые отверстия в теле шатуна и стопорятся специальными пластинами (замковыми шайбами) 15.

У двигателей Д-108, Д-130, СМД-14 крышка 11 (рис. 58, а и г) крепится к шатуну двумя шлифованными шатунными болтами 4 с корончатыми гайками 10. Болты плотно входят в отверстия шатуна и его крышки, благодаря чему обеспечивается точная фиксация их. Гайки стопорятся шплинтами 9. У двигателя ГАЗ-53 гайки шатунных болтов стопорятся контргайками.

Шатунные болты и их гайки изготовляют из легированной стали и подвергают термической обработке (закалке и отпуску). Чтобы при затяжке гаек болты не проворачивались, их головки имеют лыску (ГАЗ-52-01, ЗИЛ-130, СМД-14) или удерживаются штифтами 8 (например, Д-108 и Д-130).

Гайки шатунных болтов затягивают ключом с определенной длиной плеча или динамометрическим ключом.

У двигателей ГАЗ-52-01 и ГАЗ-53 нижняя головка шатуна расположена несимметрично относительно средней плоскости стержня (рис. 58, в). Такая конструкция позволяет уменьшить длину двигателя.

Шатуны двигателей ГАЗ-52-01, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 в нижней головке имеют небольшое сверление 16, через которое периодически фонтанирует масло, подводимое к шатунному подшпипнику. Этим маслом смазываются зеркало цилиндра, кулачки распределительного вала и толкатели.

Отверстие в нижней головке шатуна, служащее постелью для установки шатунного подшпипника, обрабатывается с большой точностью. Верхняя часть нижней головки шатуна и крышка обрабатываются совместно, поэтому переставлять крышку с одного шатуна на другой нельзя. На поверхности обеих половин нижней головки шатуна ставятся одинаковые цифры (номера) или метки спаренности, в соответствии с которыми осуществляют соединение крышки с шатунном и шатуна с поршнем соответствующего цилиндра.

У двигателей ЗИЛ-130 в нижней части на стержне имеется небольшая бобышка. Шатуны левой группы цилиндров устанавливают в поршень так, чтобы бобышка была направлена в одну сторону с установочной лыской 8 (см. рис. 47). Шатуны правой группы цилиндров устанавливают бобышкой по направлению к маховику.

У двигателей АМ-41, АМ-01 и ЯМЗ на нижних головках шатунов со стороны короткого болта 4 (рис. 58, б) и на крышках нанесены метки спаренности. При установке шатунов двигателей ЯМЗ на коленчатый вал короткие плечи их нижних головок должны быть обращены друг к другу.

Для обеспечения уравновешенности двигателя отклонение в весе отдельных шатунов в пределах комплекта их для одного двигателя должно быть минимальным. Разница в весе шатунов одного двигателя ГАЗ-52-01 не должна превышать 8 г, а у двигателей Д-50 и СМД-14 — 20 г.

В нижние головки шатунов устанавливают подшпипники скольжения. Исключение составляют двигатели ПД-8, ПД-10У и ПД-10М, имеющие в нижней головке шатуна подшпипник качения.

**Шатунные подшпипники** большинства двигателей представляют собой тонкостенные вкладыши (рис. 59), изготовленные из стальной ленты толщиной 1—3 мм, внутренняя поверхность которой для уменьшения трения и износа шеек коленчатого вала покрыта тонким слоем антифрикционного сплава (баббита, свинцовистой бронзы и некоторых дру-

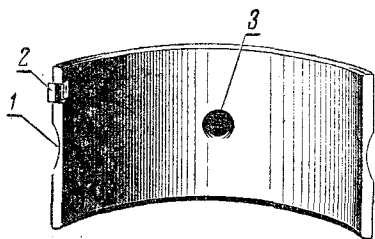


Рис. 59. Тонкостенный вкладыш шатунного подшипника:

1 — цилиндрическая выемка; 2 — фиксирующий выступ (усик); 3 — отверстие для прохода масла.

гих). Толщина слоя антифрикционного сплава колеблется в пределах 0,08—0,70 мм.

Баббиты обладают малым коэффициентом трения, хорошо удерживают масляную пленку, но их механические свойства понижаются с повышением температуры. Например, твердость баббита Б83 при повышении температуры от 20 до 100° С снижается примерно на 60%. Поэтому при нагрузках, превышающих 100 кг/см<sup>2</sup>, и температуре подшипника, большей 70—80° С, применяют свинцовистую бронзу или алюминиевые сплавы:

АСМ, содержащий добавки сурьмы (3,5—4,5%) и магния (0,3—0,7%); АМО-1-20, содержащий добавки олова (17,5—22,5%) и меди (0,7—1,3%). В подшипниках карбюраторных двигателей используют баббиты БК-2 и СОС 6-6 — сплав на основе свинца с добавлением сурьмы (5,0—6,5%) и олова (5,5—6,5%).

Вкладыши подшипников двигателей ЗИЛ-130 и ГАЗ-53 трехслойные. Они представляют собой стальную ленту толщиной 1,6 мм, на которую нанесен тонкий медно-никелевый подслоя, а затем слой баббита СОС 6-6 толщиной 0,08—0,12 мм. Медно-никелевый подслоя, состоящий из спеченных порошков меди и никеля, обеспечивает прочное соединение баббита со стальной лентой.

Вкладыши подшипников дизелей ЯМЗ тоже трехслойные. Внутренняя поверхность стальной ленты покрыта слоем свинцовистой бронзы толщиной 0,35—0,65 мм, на который для улучшения приработки нанесен тонкий слой свинцово-оловянистого сплава. У тракторных дизелей Д-37М и Д-50 вкладыши подшипников сделаны из тонкой стальной ленты, на которую нанесен сплав АСМ толщиной 0,25—0,30 мм. У вкладышей дизелей СМД-14 вместо сплава АСМ применяется сплав АМО-1-20, обладающий высокой усталостной прочностью.

Осевые смещения и проворачивания вкладышей предотвращаются их выступами — усиками 2, входящими в канавки в шатуне и его нижней крышке (например, ГАЗ-52-01, ГАЗ-53, ЗИЛ-130), или штифтами (Д-108) и натягом, с которым вкладыши устанавливают в нижнюю головку шатуна.

Вкладыши у многих двигателей по всей поверхности покрывают слоем олова толщиной 0,002—0,003 мм. Лужение способствует быстрой приработке внутренней поверхности вкладышей к шейке коленчатого вала и плотному прилеганию наружной поверхности вкладышей к внутренней поверхности нижней головки шатуна, а следовательно, надежному отводу тепла от подшипника. Между вкладышем шатунного подшипника и шейкой вала имеется зазор 0,03—0,09 мм (вкладыши со сплавом СОС 6-6) и 0,06—0,16 мм (вкладыши со сплавом АСМ или АМО-1-20) для создания масляного слоя.

У некоторых двигателей для обеспечения зазора между верхней частью вкладышей и шейкой коленчатого вала у места стыка вкладышей сделаны продольные по всей длине сплошные срезы (лыски) шириной в несколько миллиметров и глубиной 0,03—0,04 мм. Для этой же цели в дизелях СМД-14 вкладыши спрофилированы таким образом, что размер отверстия по плоскости разъема примерно на 0,06 мм больше, чем в перпендикулярном направлении.

Вкладыши шатунных подшипников взаимозаменяемы, то есть их можно устанавливать в шатун без подгонки по месту, обеспечивая при этом необходимый зазор между подшипником и шейкой вала.

Шатунные подшипники не регулируются. Изношенные вкладыши заменяются новыми нормального или ремонтного размеров.

Применение тонкостенных вкладышей дает следующие преимущества: уменьшаются габариты и вес нижней головки шатуна, упрощается ремонт, удешевляется стоимость вкладышей.

## § 5. КОЛЕНЧАТЫЕ ВАЛЫ И КОРЕННЫЕ ПОДШИПНИКИ

**Коленчатый вал** воспринимает через шатуны усилия от поршней и передает их механизм силовой передачи. Он приводит в действие различные механизмы двигателя.

Коленчатый вал (рис. 60) состоит из следующих основных элементов:

- а) коренных шеек 1, которыми вал опирается на коренные подшипники, расположенные в картере;
- б) шатунных шеек 10;
- в) щек 2, связывающих коренные и шатунные шейки; для уменьшения концентрации напряжений места перехода шеек в щеки выполнены в виде закруглений 7, называемых галтелями;
- г) носка (переднего конца);
- д) хвостовика (заднего конца).

При работе двигателя коленчатый вал нагружен периодически действующими силами давления газов и силами инерции возвратно-поступательно движущихся и вращающихся частей. Эти силы вызывают в элементах вала деформации изгиба, кручения и сжатия. Кроме того, шейки вала подвергаются истиранию.

Коленчатые валы изготавливают штамповкой из высокоуглеродистой стали (например, у двигателей Д-50, ГАЗ-52-01) или отливают из магниевого чугуна (ГАЗ-53 и ГАЗ-21А). Процесс изготовления литых чугунных валов проще и дешевле, чем штампованных стальных. Все поверхности коленчатого вала, сопрягающиеся с другими деталями, подвергаются механической обработке, причем с повышенной точностью обрабатываются шейки вала. У новых валов овальность и конусность шеек не должны превышать 0,015 мм.

Для повышения твердости и износостойкости коренные и шатунные шейки подвергают поверхностной закалке на глубину 1,5—5 мм с нагревом токами высокой частоты.

Коленчатые валы многих двигателей имеют противовесы 10 (рис. 61), которые являются продолжением щек 12. Противовесы двигателей

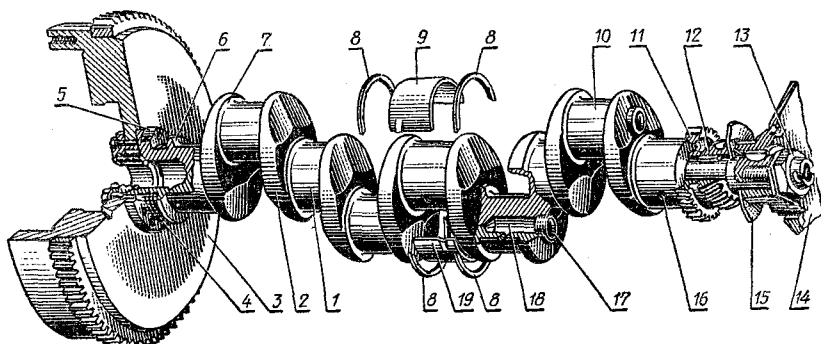


Рис. 60. Коленчатый вал дизеля СМД-14:

1 — коренная шейка; 2 — щека; 3 — маховик; 4 — маслосгонная резьба; 5 — фланец для крепления маховика; 6 — упорный гребень; 7 — галтель; 8 — упорное полукольцо; 9 — верхний вкладыш коренного подшипника; 10 — шатунная шейка; 11 — шестерня привода масляного насоса; 12 — шестерня привода механизма газораспределения и других механизмов двигателя; 13 — храповик; 14 — шкив привода вентилятора; 15 — маслоотражательная шайба; 16 — канал для подвода масла от коренной шейки во внутреннюю полость шатунной шейки; 17 — пробка; 18 — полость в шатунной шейке; 19 — нижний вкладыш коренного подшипника.

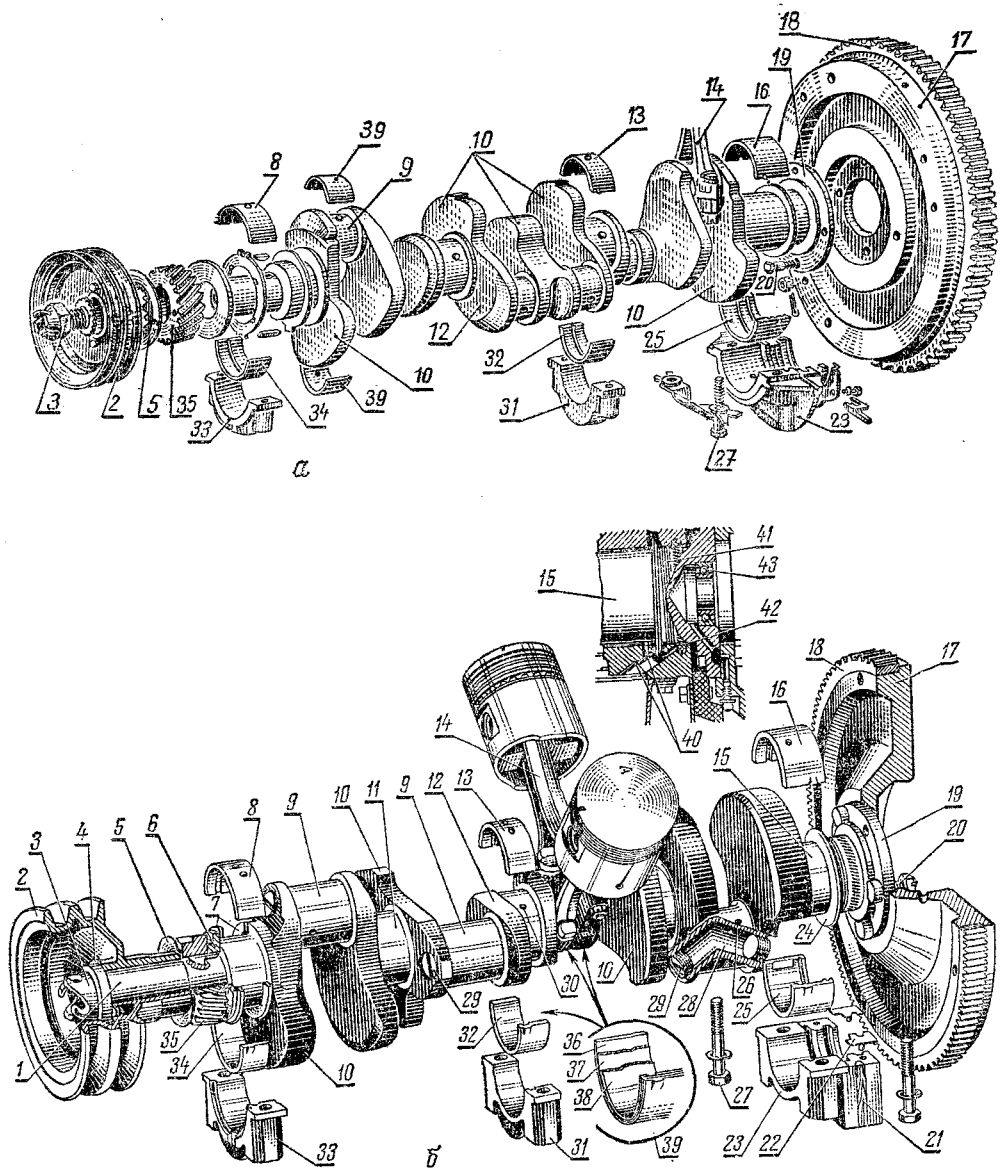


Рис. 61. Коленчатые валы автомобильных двигателей:

а — ГАЗ-52-01; б — ЗИЛ-130: 1 — носок; 2 — шкив; 3 — храповик; 4 — замочная шайба; 5 — маслоотражательная шайба; 6 — распорно-упорная шайба; 7 — упорные шайбы; 8 — верхний вкладыш переднего коренного подшипника; 9 — шатунная шейка; 10 — противовес; 11 — коренная шейка; 12 — шейка; 13 — верхний вкладыш третьего коренного подшипника; 14 — шатун; 15 — задняя коренная шейка; 16 — верхний вкладыш заднего коренного подшипника; 17 — маховик; 18 — зубчатый венец; 19 — фланец для крепления маховика; 20 — болт крепления маховика; 21 — боковой уплотнитель заднего коренного подшипника; 22 — уплотнительная прокладка заднего коренного подшипника; 23 — крышка заднего коренного подшипника; 24 — маслосбрасывающий гребень; 25 — нижний вкладыш заднего коренного подшипника; 26 — канал для подачи масла к шатунному подшипнику; 27 — болт крепления крышки коренного подшипника; 28 — полость в шатунной шейке (грязеуловитель); 29 — пробка; 30 — канал для подачи масла в полость шатунной шейки; 31 — крышка третьего коренного подшипника; 32 — нижний вкладыш третьего коренного подшипника; 33 — крышка переднего коренного подшипника; 34 — нижний вкладыш переднего коренного подшипника; 35 — шестерня привода механизма газораспределения; 36 — стальная лента вкладыша; 37 — медноникелевый подслои; 38 — слой баббита СОС 6-6; 39 — вкладыш шатунного подшипника; 40 — канавки для слива масла; 41 — маслосгонная резьба; 42 — сальник; 43 — шарикоподшипник.

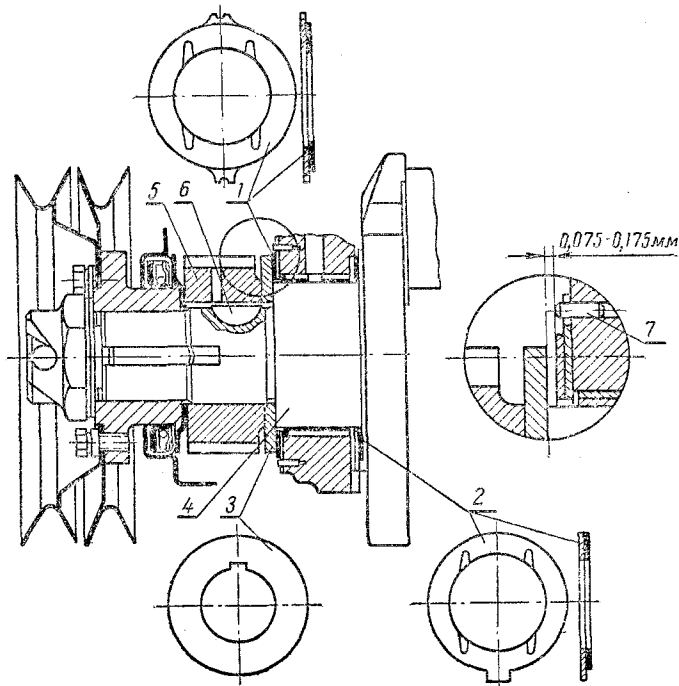


Рис. 62. Первый коренной подшипник коленчатого вала двигателей ГАЗ-52-01 и ГАЗ-69:

1 — передняя упорная шайба; 2 — задняя упорная шайба; 3 — упорная шайба коленчатого вала; 4 — первая коренная шейка коленчатого вала; 5 — ведущая шестерня; 6 — шпонка; 7 — штифт.

ГАЗ-21А, ГАЗ-52-01, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 составляют со щеками одно целое. У двигателей Д-108, Д-130, АМ-01 и ЯМЗ противовесы крепятся к щекам болтами или шпильками.

У двигателей с однорядным расположением цилиндров (рис. 61, а) число шатунных шеек равно числу цилиндров. У V-образных двигателей ГАЗ-53, ЯМЗ и ЗИЛ-130 (рис. 61, б) на каждой шатунной шейке крепят по два шатуна: один — правого ряда цилиндров, второй — левого ряда.

Число коренных шеек коленчатого вала при одном и том же количестве цилиндров у разных двигателей может быть различным. Например, у шестицилиндрового однорядного двигателя ГАЗ-52-01 четыре коренные шейки, а у двигателя АМ-01 — семь.

Увеличение числа коренных шеек уменьшает прогиб коленчатого вала, однако это приводит к увеличению габаритов и стоимости двигателя.

Коленчатые валы дизелей и V-образных двигателей обычно имеют коренных шеек на одну больше, чем шатунных.

На переднем конце вала устанавливается ведущая шестерня 35 привода механизма газораспределения и других механизмов двигателя, а также храповик 3 для проворачивания коленчатого вала, маслоотражательная шайба 5 и сальниковое уплотнение.

За задним коренным подшипником на хвостовике коленчатого вала имеется маслосгонная резьба (спиральные витки) 41, которая вместе с сальником 42 предотвращает вытекание масла из картера.

У двигателей Д-108 и Д-130 маслосгонная резьба имеется и на переднем конце вала. Хвостовик коленчатого вала у многих двигателей оканчивается фланцем 19.



Обороты коленчатого вала	Узлы поворота коленчатого вала						
		Коленчатый вал с расположением кален вала под углом 180°	Цилиндры расположены под углом 90°				
Ц и л и н д р ы							
1-й оборот	1-й полу- оборот	0°	1	2	1	2	
		90°	Расши- рение	Сжатие	Расши- рение	Выпуск	
	2-й полу- оборот	180°	Выпуск	Расши- рение	Выпуск	Впуск	
		270°	Сжатие	Сжатие	Сжатие	Сжатие	
	2-й оборот	1-й полу- оборот	360°	Впуск	Выпуск	Впуск	Сжатие
			450°	Сжатие	Сжатие	Сжатие	Сжатие
		2-й полу- оборот	540°	Выпуск	Расши- рение	Выпуск	Расши- рение
			630°	Сжатие	Сжатие	Сжатие	Сжатие
720°	Впуск	Выпуск	Впуск	Выпуск			

Рис. 63. Чередование тактов в двухцилиндровых четырехтактных двигателях.

прессованными в основание первого крышку.

Задняя упорная шайба 2 обращена баббитовой стороной к упорному бурту первой щеки вала и удерживается от проворачивания выступом, входящим в прямоугольный паз в торце крышки первого коренного подшипника.

Величина осевого зазора определяется как разность длины первой коренной шейки и суммарного значения длины подшипника и толщины шайб 1 и 2.

В двигателе СМД-14 продольные перемещения коленчатого вала ограничиваются четырьмя полукольцами 8 (см. рис. 60), изготовленными из сталеалюминиевой ленты и установленными в проточках по торцам третьей коренной опоры совместно с вкладышами подшипника. Для этой же цели сталеалюминиевые полукольца установлены на задней коренной опоре коленчатого вала в двигателях Д-50, АМ-01 и АМ-41 и бронзовые — в двигателях Д-37М и ЯМЗ.

У большинства двигателей в коленчатом валу делают сверления для подвода масла к коренным и шатунным подшипникам.

Коленчатые валы многих автотракторных двигателей в шатунных шейках имеют устройства для центробежной очистки масла (грязеуловители).

В коленчатых валах двигателей СМД-14 такое устройство выполнено следующим образом.

В щеках и коренных шейках вала сделаны каналы 16, по которым масло поступает в полости 18, находящиеся внутри шатунных шеек вала. С торца каждая полость 18 закрыта пробкой 17, застопоренной шплинтом.

При вращении коленчатого вала тяжелые примеси грязи и металлические частицы, имеющиеся в масле, под действием центробежной силы отбрасываются к стенке полости 18, а очищенное масло подается в шатунный подшипник.

Грязеуловители 28 (рис. 61, б) двигателей ЗИЛ-130, ГАЗ-21А, ГАЗ-53 устроены и работают так же, как и у двигателя СМД-14. В шатунных шейках коленчатых валов двигателей Д-21, Д-50, Д-108 и Д-130

Продольные перемещения коленчатого вала ограничивают специальным устройством одного из коренных подшипников или другим приспособлением. У двигателей ЗИЛ-130, ГАЗ-53, ГАЗ-52-01 и ГАЗ-69 для ограничения продольных перемещений коленчатого вала с обеих сторон первого коренного подшипника установлены стальные упорные шайбы 1 и 2 (рис. 62), каждая из которых с одной стороны покрыта баббитом.

Передняя упорная шайба 1 баббитовой поверхностью обращена к стальной упорной шайбе 3, укрепленной при помощи шпонки 6 на валу и прижатой ведущей шестерней 5 к торцу первой коренной шейки 4. Шайба 1 удерживается от проворачивания двумя штифтами 7, за-



Обороты коленчатого вала		Цилиндры			
		1	2	3	4
1 <sup>й</sup> оборот	1 <sup>й</sup> полуоборот	Расширение	Выпуск	Сжатие	Впуск
	2 <sup>й</sup> полуоборот	Выпуск	Впуск	Расширение	Сжатие
2 <sup>й</sup> оборот	1 <sup>й</sup> полуоборот	Впуск	Сжатие	Выпуск	Расширение
	2 <sup>й</sup> полуоборот	Сжатие	Расширение	Впуск	Выпуск

Рис. 64. Чередование тактов в четырехцилиндровом четырехтактном двигателе при порядке работы 1—3—4—2.

Обороты коленчатого вала		Цилиндры			
		1	2	3	4
1 <sup>й</sup> оборот	1 <sup>й</sup> полуоборот	Расширение	Сжатие	Выпуск	Впуск
	2 <sup>й</sup> полуоборот	Выпуск	Расширение	Впуск	Сжатие
2 <sup>й</sup> оборот	1 <sup>й</sup> полуоборот	Впуск	Выпуск	Сжатие	Расширение
	2 <sup>й</sup> полуоборот	Сжатие	Впуск	Расширение	Выпуск

Рис. 65. Чередование тактов в четырехцилиндровом четырехтактном двигателе при порядке работы 1—2—4—3.

масло из полости грязеуловителя подается к наружной поверхности шатунной шейки по трубке.

Для уменьшения веса вала в двигателе ГАЗ-21А шатунные и коренные шейки выполнены полыми.

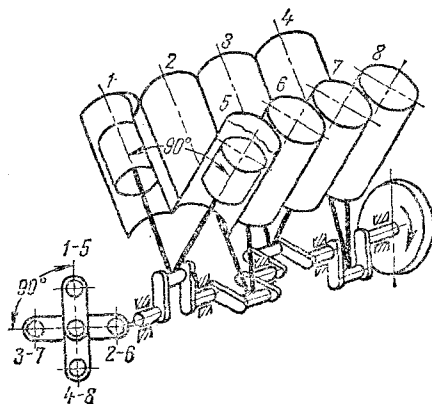
В заднем торце коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 сделана выточка, в которую запрессовывается шариковый подшипник 43 ведущего вала коробки передач. Такие же выточки для подшипников ведущего вала коробки передач или вала муфты сцепления имеются у коленчатых валов двигателей ГАЗ-52-01 и ГАЗ-53.

Форма коленчатого вала, то есть характер размещения кривошипов, определяется числом и расположением цилиндров, а также требованиями равномерности чередования тактов расширения и уравновешенности двигателя.

Чередование тактов в наиболее распространенных моделях двухцилиндровых четырехтактных двигателях показано на рисунке 63.

Обороты коленчатого вала		Углы поворота коленчатого вала	Цилиндры					
			1	2	3	4	5	6
1-й оборот	1-й полуоборот	0°	Расширение	Выпуск	Впуск	Расширение	Сжатие	Выпуск
		60°	Расширение	Выпуск	Впуск	Расширение	Сжатие	Выпуск
		120°	Расширение	Выпуск	Впуск	Расширение	Сжатие	Выпуск
	2-й полуоборот	180°	Выпуск	Впуск	Сжатие	Выпуск	Расширение	Сжатие
		240°	Выпуск	Впуск	Сжатие	Выпуск	Расширение	Сжатие
		300°	Выпуск	Впуск	Сжатие	Выпуск	Расширение	Сжатие
2-й оборот	1-й полуоборот	360°	Впуск	Сжатие	Выпуск	Сжатие	Выпуск	Расширение
		420°	Впуск	Сжатие	Выпуск	Сжатие	Выпуск	Расширение
		480°	Впуск	Сжатие	Выпуск	Сжатие	Выпуск	Расширение
	2-й полуоборот	540°	Сжатие	Расширение	Впуск	Сжатие	Впуск	Выпуск
		600°	Сжатие	Расширение	Впуск	Сжатие	Впуск	Выпуск
		660°	Сжатие	Расширение	Впуск	Сжатие	Впуск	Выпуск
720°	Сжатие	Расширение	Впуск	Сжатие	Впуск	Выпуск		

Рис. 66. Чередование тактов в шестицилиндровом четырехтактном двигателе при порядке работы 1—5—3—6—2—4.



Полуобороты коленчатого вала		Углы поворота коленчатого вала	Цилиндры							
			1	2	3	4	5	6	7	8
1-й	1-й полуоборот	0°	Расширение	Впуск	Выпуск	Сжатие	Сжатие	Впуск	Выпуск	Расширение
		90°	Расширение	Впуск	Выпуск	Сжатие	Сжатие	Впуск	Выпуск	Расширение
		180°	Сжатие	Впуск	Сжатие	Расширение	Сжатие	Впуск	Выпуск	Расширение
2-й	2-й полуоборот	270°	Выпуск	Сжатие	Расширение	Сжатие	Впуск	Сжатие	Впуск	Выпуск
		360°	Выпуск	Сжатие	Расширение	Сжатие	Впуск	Сжатие	Впуск	Выпуск
		450°	Впуск	Сжатие	Расширение	Сжатие	Впуск	Сжатие	Впуск	Выпуск
3-й	3-й полуоборот	540°	Впуск	Сжатие	Расширение	Сжатие	Впуск	Сжатие	Впуск	Выпуск
		630°	Сжатие	Впуск	Выпуск	Сжатие	Впуск	Сжатие	Впуск	Выпуск
		720°	Сжатие	Впуск	Выпуск	Сжатие	Впуск	Сжатие	Впуск	Выпуск

I группа (правая)

II группа (левая)

Рис. 67. Чередование тактов в V-образном восьмицилиндровом четырехтактном двигателе при порядке работы 1—5—4—2—6—3—7—8.

Коленчатые валы (см. рис. 60) четырехцилиндровых четырехтактных двигателей представляют собой два симметрично соединенных вала двухцилиндрового двигателя с коленами под углом  $180^\circ$ . Такой вал обеспечивает равномерное чередование тактов расширения и удовлетворительную уравновешенность двигателя.

У двигателей Д-37М, Д-50, СМД-14, Д-108, Д-130 и АМ-41 последовательность тактов расширения, то есть порядок работы цилиндров 1—3—4—2 (рис. 64), а у двигателей ГАЗ-69 и ГАЗ-21А 1—2—4—3 (рис. 65).

В шестицилиндровых четырехтактных двигателях ГАЗ-52-01 и АМ-01 колена вала располагаются под углом  $120^\circ$  друг к другу и симметрично относительно середины вала, чем достигается равномерное чередование тактов расширения и хорошая уравновешенность двигателя. Эти двигатели имеют порядок работы 1—5—3—6—2—4 (рис. 66).

У V-образных восьмицилиндровых четырехтактных двигателей ГАЗ-53, ЗИЛ-130, ЯМЗ-238 и ЯМЗ-238НБ порядок работы 1—5—4—2—6—3—7—8 (рис. 67). Перекрытие тактов расширения происходит в течение поворота коленчатого вала на  $90^\circ$ . Это создает равномерное вращение коленчатого вала.

**Коренные подшипники** в двигателях могут быть двух видов: скольжения и качения.

Подшипники скольжения представляют собой взаимозаменяемые вкладыши 8 (см. рис. 61) и 34, 13 и 32, 16 и 25, покрытые тонким слоем антифрикционного сплава.

Как правило, антифрикционный сплав на вкладышах коренных подшипников такой же, как и на вкладышах шатунных подшипников.

У тракторных дизелей вкладыши коренных подшипников изготовлены из облуженной сталеалюминиевой ленты. Толщина слоя АСМ 0,5—0,8 мм, толщина слоя олова 0,004—0,008 мм.

Верхние вкладыши коренных подшипников имеют сквозные отверстия 1 (рис. 68, а, б), которые при установке вкладышей в постели совпадают с каналами в блок-картере. По этим каналам масло из главной масляной магистрали подводится к подшипникам.

На внутренней поверхности отдельных вкладышей делают канавки 2, соединяющиеся с отверстием 1. Канавки служат для подвода масла через наклонный канал в щеле коленчатого вала к соответствующему шатунному подшипнику. У дизеля СМД-14 такие канавки сделаны на верхних вкладышах первого, третьего и пятого подшипников и на нижних вкладышах третьего и пятого подшипников.

Если масло под давлением подается к подшипникам распределительного вала, то в канавке 2 просверливается второе сквозное отверстие 3.

Верхний вкладыш каждого коренного подшипника вставляется в гнездо стенки или в перегородку блок-картера, а нижний — в съемную крышку.

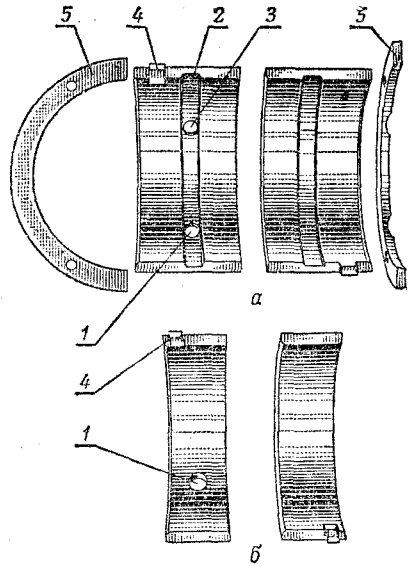


Рис. 68. Вкладыши коренных подшипников дизеля СМД-14:

а — вкладыши третьего коренного подшипника; б — вкладыши второго и четвертого коренных подшипников; 1 — отверстие, совпадающее с каналом в блок-картере; 2 — кольцевая канавка; 3 — отверстие для подвода масла к подшипникам распределительного вала; 4 — усик; 5 — полукольца третьего коренного подшипника.

Вкладыши устанавливаются в постели с натягом. Это обеспечивает при затяжке гаек у шпилек коренных подшипников плотное прилегание вкладышей к постели по всей окружности. Проворачивание и осевое перемещение вкладышей предотвращается благодаря натягу и усикам 4, которые входят в специально сделанные канавки в постелях блок-картера и в крышках коренных подшипников.

Толщина вкладышей спрофилирована таким образом, что в собранном состоянии диаметр в горизонтальной плоскости на 0,04—0,14 мм больше, чем в вертикальной. Это устраняет опасность нарушения масляного слоя при деформации вкладышей во время их затяжки и увеличивает расход масла через подшипник с целью отвода от него большего количества тепла.

Нижняя крышка прикрепляется к блок-картеру при помощи болтов или шпилек с гайками. Гайки шпилек шплинтуются замковыми шайбами или проволокой. Нижние крышки не взаимозаменяемы.

Изношенные вкладыши заменяют новыми нормального или ремонтного размеров.

Потери на трение в подшипниках качения значительно меньше, чем в подшипниках скольжения, но установка коренных подшипников качения в многоцилиндровых двигателях, имеющих несколько опор, усложняет конструкцию двигателя. Поэтому коренные подшипники качения применяются главным образом у одно- и двухцилиндровых двигателей (например, ПД-8 ПД-10М, П-23), коленчатые валы которых имеют всего две опоры.

## § 6. МАХОВИК

При помощи маховика осуществляются вывод деталей кривошипно-шатунного механизма из мертвых точек, накопление во время такта расширения кинетической энергии, необходимой для вращения коленчатого вала в течение трех подготовительных тактов, уменьшение неравномерности вращения коленчатого вала.

Маховик за счет запасенной им энергии облегчает работу двигателя при разгоне машинно-тракторного агрегата и преодолении кратковременных перегрузок.

Увеличение числа цилиндров уменьшает неравномерность вращения коленчатого вала, поэтому чем больше цилиндров имеет двигатель, тем легче его маховик. Количество кинетической энергии, которое запасает маховик, повышается с увеличением числа его оборотов, следовательно, чем быстрей двигатель, тем легче его маховик. У двухтактного двигателя такт расширения приходится на каждый оборот коленчатого вала, а у четырехтактного — на два оборота коленчатого вала, поэтому маховики двухтактных двигателей (при прочих равных условиях) легче, чем маховики четырехтактных.

Маховик 17 (см. рис. 61) представляет собой массивный чугунный диск. У двигателей СМД-14, ГАЗ-53, ГАЗ-52-01 и ЗИЛ-130 он крепится болтами 20 к фланцу 19 коленчатого вала. У двигателей ПД-10М, ПД-10У, ПД-8 и П-23 маховик устанавливается на хвостовик коленчатого вала, фиксируется шпонкой и крепится к валу гайкой. У всех двигателей маховик соединен с муфтой сцепления силовой передачи.

На обод маховика напрессован зубчатый венец 18 для вращения коленчатого вала электростартером или пусковым двигателем. В двигателях ЯМЗ зубчатый венец надет на маховик и закреплен болтами.

У большинства двигателей на поверхности обода или на торцевой поверхности маховика нанесены метки, по которым можно определить мертвые точки, а также установить момент подачи топлива или зажигания.

У дизеля СМД-14 метка на маховике представляет собой неглубокое сверление в его ободе. Она указывает на положение поршня первого цилиндра в в. м. т.

У дизелей АМ-01, АМ-41 и СМД-14 для установки поршня первого цилиндра в в. м. т. вывертывают шпильку из кожуха маховика и длинным концом вставляют ее в отверстие, из которого она была вывернута. Поворачивают вал до тех пор, пока шпилька не войдет в сверление на маховике.

У двигателя 408 для установки поршня первого цилиндра в в. м. т. на ободе маховика имеется риска с выбитыми рядом буквами «в. м. т.». Совпадение острия штифта, запрессованного в картер сцепления, с риской на ободе маховика свидетельствует о том, что поршень первого цилиндра находится в в. м. т.

У многих двигателей, для того чтобы при разборке не нарушать взаимного положения маховика и коленчатого вала, болты крепления маховика или его установочные штифты расположены несимметрично.

Как правило, на маховике монтируется муфта сцепления. Маховик в сборе с коленчатым валом и муфтой сцепления динамически балансируется, с тем чтобы при вращении не возникали моменты от центробежных сил инерции неуравновешенных частей. При динамической балансировке удаляют излишний металл со щек и противовесов коленчатого вала или с обода маховика. У двигателя ЗИЛ-130 для этой цели служат балансировочные грузики, установленные на фланце ведомого диска муфты сцепления.

## § 7. КРЕПЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯ НА РАМЕ ТРАКТОРА И АВТОМОБИЛЯ

В тракторах и автомобилях крепление двигателя на раме (подвеска двигателя) выполнено так, чтобы неуравновешенные силы инерции и моменты, возникающие при работе двигателя, в значительной степени смягчались, а перекосы рамы при движении трактора и автомобиля по неровной дороге не вызывали больших напряжений в блок-картере двигателя.

Двигатели СМД-14, АМ-41, АМ-01, ЗИЛ-130 установлены на рамы на трех опорах (одна впереди и две сзади), а двигатели ГАЗ-52-01 и ГАЗ-53 — на четырех опорах.

Двигатель ГАЗ-52-01 установлен (рис. 69) на упругие опоры двух поперечин 1 и 13 рамы, причем на поперечину 1 — лапами 3 крышки распределительных шестерен, а на поперечину 13 — лапами 5 картера сцепления. Каждая опора состоит из двух резиновых подушек 9 и 11 с привулканизированной к ним металлической арматурой. Обе подушки вместе с лапами двигателя стягиваются болтами 2 или 4. Степень затяжки подушек ограничивается распорной втулкой 8, которая своими торцами упирается в шайбы 6 и 12. Верхние подушки защищены от попадания на них масла специальными колпаками 7.

Продольные перемещения двигателя на раме, которые могут возникнуть при выключении муфты сцепления, резких торможениях и ускорениях, ограничиваются специальной (реактивной) тягой 16. Передний конец тяги, на котором имеется резьба, входит в отверстие поперечины 1 рамы и закрепляется в ней гайками 17 и 19. Между поперечиной 1 и гайками 17 и 19 установлены резиновые прокладки 21. Задний конец тяги 16 соединен шарнирно пальцем 15 с кронштейном 14, а последний закреплен болтами на блок-картере.

Схема крепления двигателя ГАЗ-53 к раме такая же, как и у двигателя ГАЗ-52-01, только у него нет реактивной тяги и продольные перемещения воспринимаются подушками передних опор.

Двигатели СМД-14 и АМ-41 крепятся к раме (рис. 70) на трех опорах. Опоры имеют упругие элементы (амортизаторы), состоящие из ре-

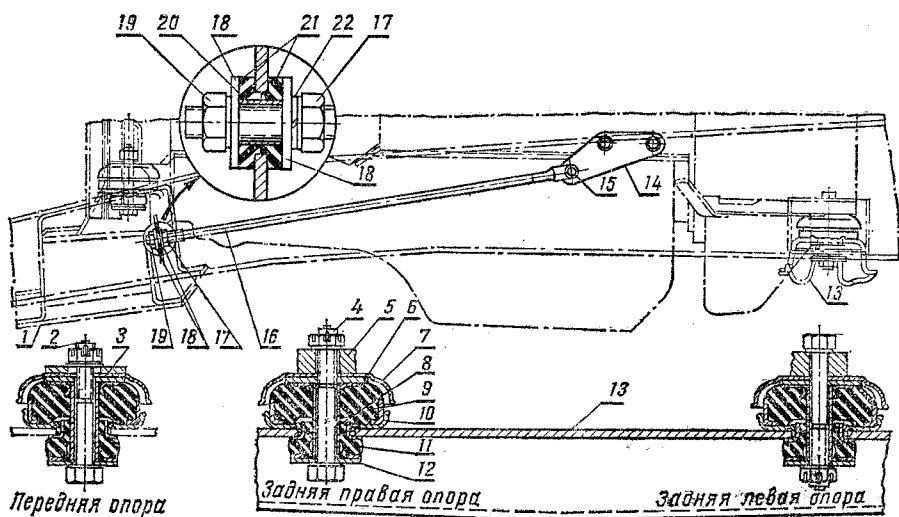


Рис. 69. Крепление двигателя ГАЗ-52-01 к раме автомобиля:

1, 13 — поперечины рамы; 2, 4 — болты; 3 — лапа крышки распределительных шестерен; 5 — лапа картера сцепления; 6, 12 — упорные шайбы; 7 — защитный колпак; 8 — распорная втулка; 9 — верхняя подушка; 10 — гнездо верхней подушки; 11 — нижняя подушка; 14 — кронштейн; 15 — палец; 16 — тяга; 17, 19 — гайки; 18 — шайбы; 20 — распорная втулка; 21 — резиновые прокладки; 22 — пружинная шайба.

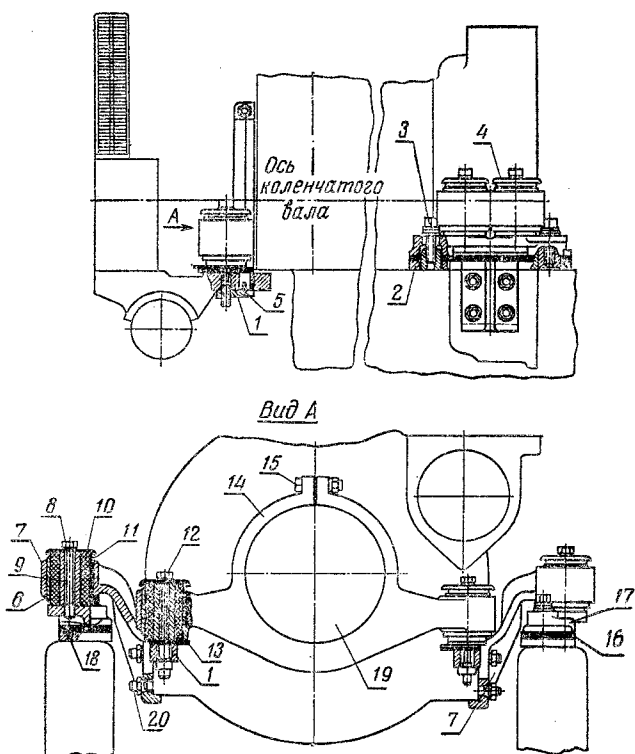


Рис. 70. Крепление двигателя АМ-41 к раме трактора:

1 — передний кронштейн; 2 — накладка; 3, 8, 12, 15 — болты; 4 — защитная чашка; 5 — гайка; 6, 17 — задние опоры; 7 — задний кронштейн; 9 — внутренняя втулка; 10 — кольцо резиновое; 11 — наружная втулка; 13, 16 — прокладки; 14 — передняя опора; 18 — штифт; 19 — передняя балка; 20 — шпилька.

зинового кольца 10, привулканизированного к наружной 11 и внутренней 9 втулкам. Чтобы на резиновые кольца не попадало масло и топливо, сверху на амортизаторы установлены защитные чашки 4.

На передней балке 19, двигателя стяжным болтом 15 закреплена передняя опора 14, в расточки которой запрессованы амортизаторы. Передняя опора 14 крепится к кронштейнам 1 передней оси рамы трактора болтами 12 и гайками 5. Последние имеют фиксирующие выступы. Болты 12 проходят через втулки 9 амортизаторов.

Задние кронштейны 7 прикреплены к площадкам картера маховика двигателя при помощи шпилек 20 с гайками, а также двумя болтами 8, проходящими через амортизаторы, к задним опорам 6 и 17. В каждом кронштейне имеется два амортизатора. Задние опоры болтами 3 прикреплены к накладкам 2, приваренным к лонжеронам рамы. Правая (по ходу трактора) задняя опора 17 отличается от левой 6 наличием штифта 18, фиксирующего положение опоры относительно рамы после установки двигателя в горизонтальном положении. Соосность двигателя с силовой передачей в вертикальном направлении достигается изменением количества прокладок 13 под передней и 16 под задней опорами. Затягивать болты 3, 8 и 12 нужно равномерно при помощи динамометрического ключа.

#### § 8. НЕИСПРАВНОСТИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА И ИХ УСТРАНЕНИЕ

Нормальная и надежная работа двигателя зависит от состояния деталей кривошипно-шатунного механизма.

**Износ деталей.** Цилиндры изнашиваются вследствие трения об их поверхность поршней и колец. В результате износа они становятся по высоте конусными, а в сечении — овальными. В большей степени изнашивается верхняя часть цилиндра. Это объясняется недостаточной смазкой и высокой температурой в верхней части цилиндра, а также тем, что газы, попадая под верхнее (первое) поршневое кольцо, прижимают его к стенкам цилиндра с большей силой, чем нижние кольца.

В поршне изнашиваются юбка, отверстия в бобышках (по диаметру) и канавки под поршневые кольца (по высоте). В большинстве случаев работоспособность поршня зависит от величины износа последних двух частей.

Поршневые кольца изнашиваются по толщине вследствие трения о поверхность цилиндра (в результате чего увеличиваются зазоры в стыках колец) и по высоте из-за ударов о стенки канавки при каждом изменении направления движения поршня.

При износе цилиндров, поршней и колец зазоры между ними увеличиваются. Ухудшается компрессия, воздух (рабочая смесь) и отработавшие газы прорываются из цилиндра в картер, а масло проникает из картера в камеру сгорания. Такие ненормальные явления, в свою очередь, вызывают снижение мощности и дымление двигателя, повышение расхода топлива и масла, интенсивное нагарообразование в камере сгорания, а иногда пригорание поршневых колец.

Интенсивное нагарообразование может возникнуть в результате перегрузки двигателя, при продолжительной его работе на малых оборотах без нагрузки или в случае применения для смазки масла, не рекомендованного заводом-изготовителем.

Пригорание поршневых колец вызывает резкое падение мощности двигателя и значительное повышение расхода масла, а частицы нагара способствуют ускорению износа трущихся поверхностей.

Износ мест посадки поршневого пальца в бобышках и в верхней головке шатуна вызывает постепенное увеличение зазора в их сопряжениях. При этом отмечается характерный металлический стук поршневого

пальца, легко обнаруживаемый при прослушивании верхней части блок-картера. Работа двигателя в этом случае недопустима, так как может произойти авария (поломка поршня, обрыв шатуна и т. д.).

Шатунные и коренные шейки коленчатого вала изнашиваются неравномерно по окружности, в результате чего их сечение становится овальным. Это приводит к быстрому износу вкладышей подшипников. Увеличение зазоров в сопряжениях шейки вала — вкладыши подшипников вызывает стук подшипников, которые хорошо слышны у прогретого двигателя при резком изменении оборотов вала.

**Неисправности и их устранение.** При перерасходе масла, потере компрессии, дымности отработавших газов и дымлении из сапуна проверяют состояние компрессионных и маслосъемных колец, поршней и цилиндров. Если износ этих деталей достиг выбраковочных размеров, цилиндры или их гильзы растачивают или шлифуют на больший (ремонтный) размер; гильзы цилиндров, не подлежащие расточке, заменяют новыми; поршни и поршневые кольца заменяют новыми с нормальными или увеличенными (ремонтными) размерами в зависимости от размера цилиндров или их гильз.

Поршни с пригоревшими кольцами погружают в керосин для размягчения нагара. Кольцо нужно снимать с поршня и надевать на него при помощи специального приспособления.

Поршни и снятые кольца очищают от нагара, а затем тщательно промывают в керосине или дизельном топливе.

При установке новых поршневых колец нужно проверить, чтобы каждое кольцо по зазору в замке и зазору по высоте не выходило за пределы, установленные техническими условиями.

Правильно подобранные кольца при вращении поршня в горизонтальном положении вокруг своей оси должны плавно перемещаться в канавках и утопать в них под действием собственного веса.

При установке «скручивающихся» колец нужно следить за тем, чтобы выточки или фаски были направлены вверх. Устанавливая конусные кольца, следует иметь в виду, что каждое кольцо торцом меньшего диаметра должно быть обращено в сторону днища поршня. Изношенные поршневые пальцы заменяют новыми с нормальным или увеличенным (ремонтным) размером.

Для получения нормального зазора в сопряжениях цилиндр — поршень — поршневой палец эти детали подбирают по размерным группам. Зазор между цилиндром и поршнем проверяют щупом.

Характерным признаком увеличения зазоров между шейками коленчатого вала и вкладышами обычно является падение давления масла в системе смазки двигателя и появление стука в подшипниках.

Если зазор превышает предельно допустимый, вкладыши заменяют. Если же овальность шеек больше предельно допустимой величины, шейки вала перешлифовывают на ближайший ремонтный размер и устанавливают новые вкладыши ремонтного размера, которые отличаются от нормальных большей толщиной.

В случае частичной или полной замены деталей кривошипно-шатунного механизма после сборки двигателя производят его обкатку для приработки трущихся деталей.

Если у карбюраторного двигателя при работе на рекомендованном сорте топлива и правильной установке зажигания появляется детонация, падает мощность и повышается расход топлива, нужно очистить от нагара поверхности, образующие камеру сгорания.

Для удаления нагара осторожно снимают головку цилиндров, чтобы не повредить прокладку, размягчают нагар керосином и удаляют его скребком. Затем промывают керосином поверхности камер сгорания.

Если отложения нагара невелики, его можно удалить, не разбирая двигатель. Для этого нужно залить в каждый цилиндр прогретого и оста-



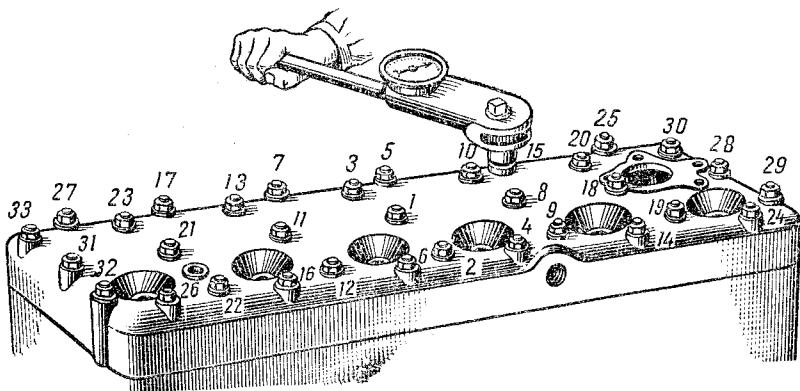


Рис. 71. Последовательность затяжки гаек крепления головки цилиндров двигателя ГАЗ-52-01.

новленного двигателя 20—30 см<sup>3</sup> керосина, через десять часов заменить масло в поддоне картера двигателя, запустить двигатель и дать ему поработать 10—20 минут при среднем числе оборотов под нагрузкой.

Течь масла и воды в двигателе происходит в результате неудовлетворительного состояния прокладок или неправильной установки их при сборке двигателя. При повреждении прокладки головки цилиндров или неправильной затяжке гаек шпилек, крепящих головку, внутрь одного или нескольких цилиндров может проникнуть вода. Пуск такого двигателя весьма затруднен. Следует периодически проверять затяжку гаек крепления головки цилиндров.

Гайки и болты шатунных и коренных подшипников и крепления головки цилиндров нужно затягивать в определенной последовательности (рис. 71) динамометрическим или специальным ключом. Шплинтовка болтов и гаек подшипников должна точно соответствовать указаниям завода. Если подтяжка гаек шпилек крепящих головку цилиндров, не устранит подтекание воды, прокладку следует заменить.

Неудовлетворительное состояние уплотняющих резиновых колец между гильзой цилиндра и блок-картером может вызвать пропуск воды из водяной рубашки в поддон. В этом случае нужно вынуть гильзу и заменить негодное резиновое кольцо. Утечка масла из поддона картера объясняется повреждением или неплотным прилеганием прокладок, а иногда износом уплотнений переднего и заднего концов коленчатого вала.

При обнаружении течи нужно подтянуть все болты крепления поддона картера и люков, а если это не поможет — сменить поврежденные прокладки или изношенные детали уплотнения.

В случае течи масла через прокладки и уплотнения, сопровождающейся значительным выделением газов из маслоналивной горловины, следует прочистить систему вентиляции картера. Если после этого течь не прекратится, нужно проверить состояние цилиндров, поршней и поршневых колец и при необходимости заменить их.

## Глава 8

### УСТРОЙСТВО И РАБОТА МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

#### § 1. НАЗНАЧЕНИЕ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Механизм газораспределения служит для наполнения цилиндров двигателя горючей смесью или воздухом и очистки их от отработавших газов.

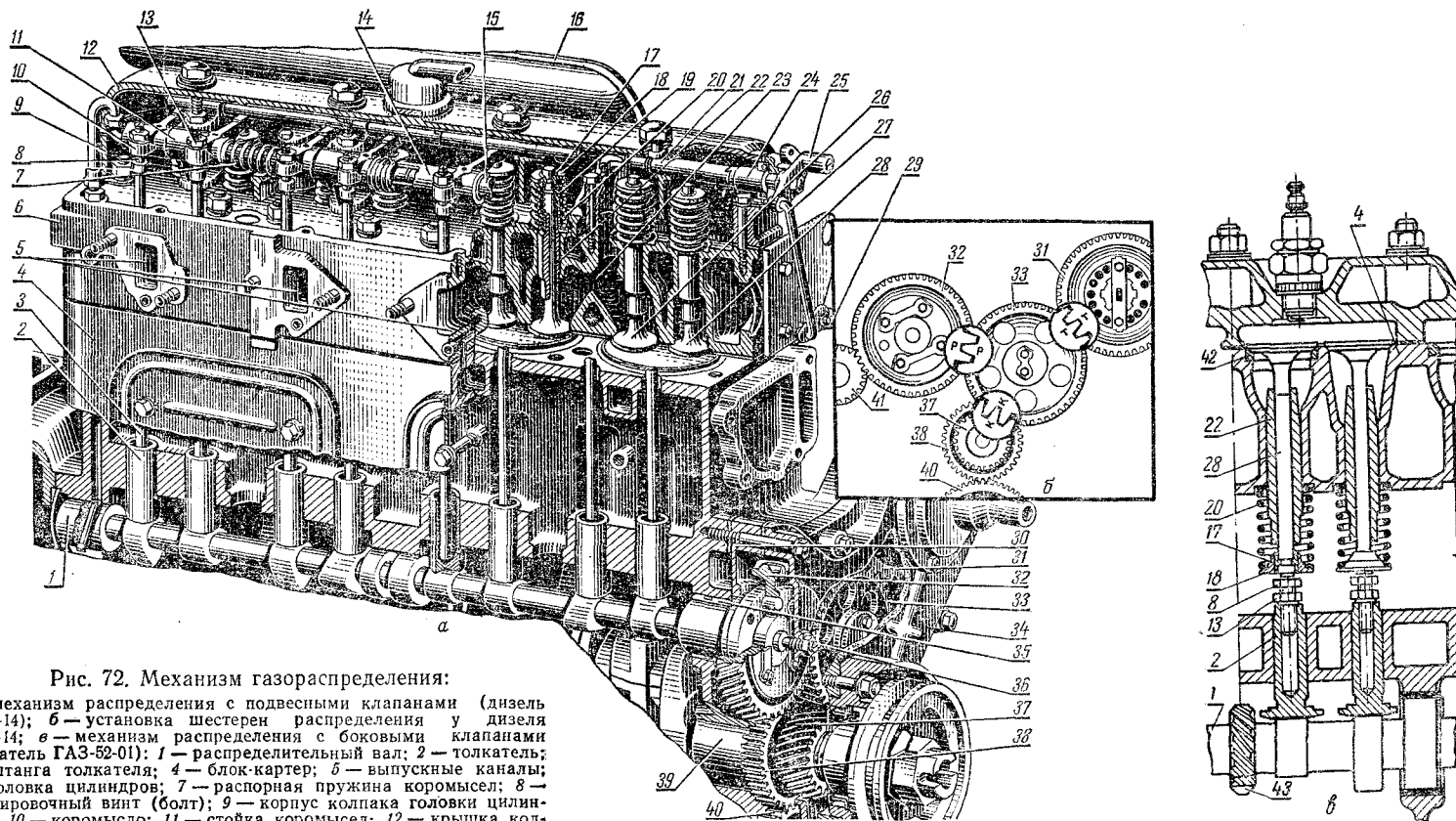


Рис. 72. Механизм газораспределения:

*а* — механизм распределения с подвесными клапанами (дизель СМД-14); *б* — установка шестерен распределения у дизеля СМД-14; *в* — механизм распределения с боковыми клапанами (двигатель ГАЗ-52-01): 1 — распределительный вал; 2 — толкатель; 3 — штанга толкателя; 4 — блок-картер; 5 — выпускные каналы; 6 — головка цилиндров; 7 — распорная пружина коромысел; 8 — регулировочный винт (болт); 9 — корпус колпака головки цилиндров; 10 — коромысло; 11 — стойка коромысел; 12 — крышка колпака; 13 — контргайка; 14 — соединительная втулка валиков коромысел; 15 — валик коромысел; 16 — впускная труба; 17 — сухарики; 18 — опорная шайба; 19, 20 — внутренняя и наружная пружины клапана; 21 — валик декомпрессионного механизма; 22 — направляющая втулка клапана; 23 — впускной канал; 24 — ось; 25 — ось; 26 — рычаг с фиксатором; 27 — тяга; 28 — выпускной клапан; 29 — рукоятка декомпрессионного механизма; 30 — картер шестерен распределения; 31 — шестерня привода топливного насоса; 32 — шестерня распределительного вала; 33 — промежуточная шестерня; 34 — крышка картера шестерен распределения; 35 — втулка передней опоры распределительного вала; 36 — упорный винт с контргайкой; 37 — шестерня коленчатого вала; 38 — ведущая шестерня привода масляного насоса; 39 — коленчатый вал; 40 — ведомая шестерня привода масляного насоса; 41 — шестерня привода насоса гидросистемы; 42 — вставное кольцо выпускного клапана; 43 — шестерня привода масляного насоса и прерывателя-распределителя.

В четырехтактных двигателях применяются клапанные механизмы газораспределения, клапаны которых открывают и закрывают впускные и выпускные отверстия.

Различают два типа клапанных механизмов газораспределения: с подвесными клапанами (рис. 72, а), расположенными в головке цилиндров, и боковыми клапанами (рис. 72, в), расположенными в блок-картере.

В двухтактных двигателях газораспределение может осуществляться двумя способами:

- 1) кривошипно-шатунным механизмом, как показано на рисунке 15;
- 2) смешанной системой; в этом случае (см. рис. 17) воздух поступает через окна, открываемые и закрываемые поршнем, а отработавшие газы удаляются при помощи клапанов.

## § 2. РАБОТА КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Работа механизма газораспределения с подвесными клапанами происходит следующим образом. Коленчатый вал 39 (рис. 72, а) приводит во вращение через шестерни 37, 33 и 32 распределительный вал 1. При повороте распределительного вала его кулачок своим выступом поднимает толкатель 2. Стержень толкателя движется в блок-картере 4. Вместе с толкателем поднимается штанга 3, которая упирается нижним концом в дно сферической выемки толкателя 2, а верхним — в регулировочный винт 8 коромысла 10. Коромысло, установленное на валике 15, поворачивается вокруг своей оси и отжимает клапан 26 вниз. При этом открывается отверстие канала в головке цилиндров, а пружины 19 и 20, предварительно сжатые (чтобы удерживать клапан в закрытом положении), сжимаются дополнительно. Стержень клапана движется в направляющей втулке 22.

Наибольшее открытие клапана происходит тогда, когда толкатель находится на вершине кулачка. При дальнейшем повороте распределительного вала толкатель постепенно опускается, а клапан под действием пружин движется вверх, в конце хода плотно закрывая отверстие канала в головке цилиндров.

При обратном движении клапана детали передачи (коромысло, штанга и толкатель) перемещаются в первоначальное положение.

Механизм газораспределения с боковыми клапанами работает аналогично описанному выше, но конструкция его проще (рис. 72, в), так как отсутствуют штанги толкателей, коромысла и детали, на которых монтируются коромысла. В механизме газораспределения этого типа движение от толкателя 2 передается непосредственно клапану 28.

Для того чтобы изменение размеров при нагревании деталей механизма газораспределения не нарушало плотной посадки клапана в гнезде, между клапаном и бойком коромысла при подвесных клапанах или между клапаном и толкателем при боковых клапанах имеется зазор. На холодном двигателе у впускных клапанов зазор составляет 0,15—0,40 мм, у выпускных — 0,20—0,45 мм.

В течение одного рабочего цикла четырехтактного двигателя происходит одно открытие впускного и выпускного клапанов. Для этого распределительный вал должен за цикл сделать один оборот, а коленчатый вал за этот период — два оборота. Поэтому привод распределительного вала имеет передаточное отношение 1 : 2.

У двухтактных двигателей распределительный вал вращается с тем же числом оборотов, что и коленчатый вал, поэтому его привод имеет передаточное отношение 1 : 1.

При равных условиях наполнение цилиндров двигателей с подвесными клапанами больше, чем с боковыми, так как в первом случае поток воздуха или горючей смеси, поступая в цилиндр, не изменяет резко

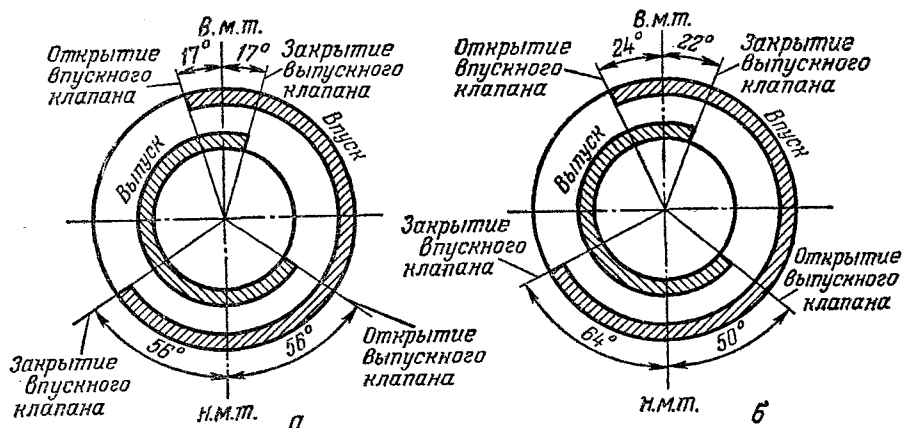


Рис. 73. Диаграммы газораспределения:  
 а — двигателя СМД-14; б — двигателя ГАЗ-53.

своего направления. Использование подвесных клапанов позволяет сделать камеру сгорания более компактной; это понижает тепловые потери через ее стенки и, следовательно, уменьшает удельный расход топлива.

В большинстве отечественных автотракторных двигателей применяются механизмы газораспределения с подвесными клапанами и только в некоторых двигателях (например, ГАЗ-52-01) — с боковыми.

При рассмотрении действительных процессов в двигателях (см. главу 5) было выяснено, что для лучшего наполнения цилиндра двигателя свежей горючей смесью или воздухом и более полной очистки его от отработавших газов клапаны открываются и закрываются не в те моменты, когда поршень находится в мертвых точках, а с некоторым опережением при открытии и запаздыванием при закрытии.

Моменты открытия и закрытия клапанов определяются профилем кулачков распределительного вала, установкой его по отношению к коленчатому валу и точностью величин зазоров между клапанами и толкателями или коромыслами.

Периоды от момента открытия клапанов (или окон у двухтактных двигателей) до момента их закрытия, выраженные в градусах поворота коленчатого вала, называются *фазами газораспределения*.

Фазы газораспределения можно изобразить в виде круговой диаграммы (рис. 73, а, б), называемой *диаграммой газораспределения*.

Фазы газораспределения зависят в основном от быстроходности двигателя. Чем больше номинальное число оборотов двигателя, тем больше углы фаз газораспределения.

У всех двигателей имеется период, когда впускной и выпускной клапаны открыты одновременно, — так называемое *перекрывание клапанов*. Величина угла перекрывания колеблется в пределах от  $16^\circ$  (П-23) до  $78^\circ$  (ЗИЛ-130). При перекрывании клапанов величина утечки заряда с отработавшими газами незначительна вследствие небольшого промежутка времени перекрывания и малых проходных сечений в этот период.

Наивыгоднейшие фазы газораспределения для каждой модели двигателя устанавливаются экспериментальным путем. Небольшие отклонения от принятых фаз газораспределения двигателя значительно снижают его мощность и экономичность. Правильная установка фаз газораспределения двигателя достигается при его сборке совмещением специальных меток на шестернях коленчатого и распределительного валов (рис. 72, б).

### § 3. ДЕТАЛИ КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Клапан состоит из тарелки 9 (рис. 74, а) и стержня 8. Переход от тарелки к стержню сделан плавным, что обеспечивает клапану необходимую прочность и улучшает отвод тепла от тарелки.

Конусный поясок 1 (фаска) тарелки клапана предназначен для плотного закрытия седла в головке цилиндров. У большинства двигателей фаски впускных и выпускных клапанов сняты под углом 45°. Плотность прилегания фасок клапана и седла достигается шлифовкой и дополнительной притиркой их друг к другу.

Стержень клапана шлифованный. В верхней его части сделана цилиндрическая выточка 4, в которую входит выступ 3 разрезанного на две половины конического кольца (сухарика) 6, крепящего опорную шайбу 5 на стержне клапана. Под выточкой 4 на стержне клапана расположена вторая цилиндрическая выточка 2, в которую вставлено пружинное кольцо 7. Оно предотвращает падение клапана в цилиндр в случае его обрыва.

У клапанов некоторых двигателей на тарелке сделаны прорезь или сверления для соединения со шпинделем притирочного устройства.

В двигателях АМ-01, АМ-41, ЯМЗ, ГАЗ-21А и ГАЗ-53 пружина 10 (рис. 74, б) клапана размещена между нижней опорной шайбой 12 и тарелкой 5. Клапан соединен с тарелкой 5 при помощи втулки 14 и сухариков 6. Втулка 14 опирается на тарелку 5 только торцом, поэтому трение между ними мало, и клапан под воздействием коромысла и вибрации пружины может проворачиваться. Последнее увеличивает срок службы седла 15, фаски 1, стержня 8 и втулки 11 клапана.

У двигателей ГАЗ-21А и ГАЗ-53 для уменьшения проникновения (просасывания) масла через зазор между стержнем впускного клапана и его втулкой в цилиндр на стержень клапана под тарелкой 5 надет маслоотражательный колпачок 13 из маслоупорной резины.

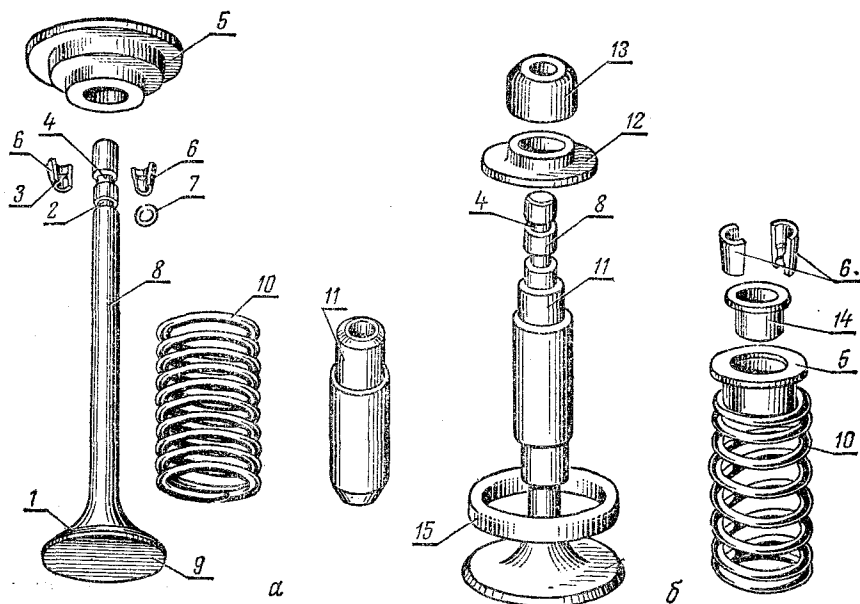


Рис. 74. Клапан, пружина и детали ее крепления механизма газораспределения:

а — двигателя СМД-14; б — двигателя ГАЗ-53; 1 — фаска тарелки клапана; 2, 4 — цилиндрические выточки на стержне клапана; 3 — выступ на сухарике; 5 — верхняя опорная шайба (тарелка) пружины клапана; 6 — сухарики; 7 — пружинное кольцо; 8 — стержень клапана; 9 — тарелка клапана; 10 — пружина; 11 — направляющая втулка; 12 — нижняя опорная шайба пружины клапана; 13 — маслоотражательный колпачок; 14 — втулка тарелки; 15 — вставное кольцо.

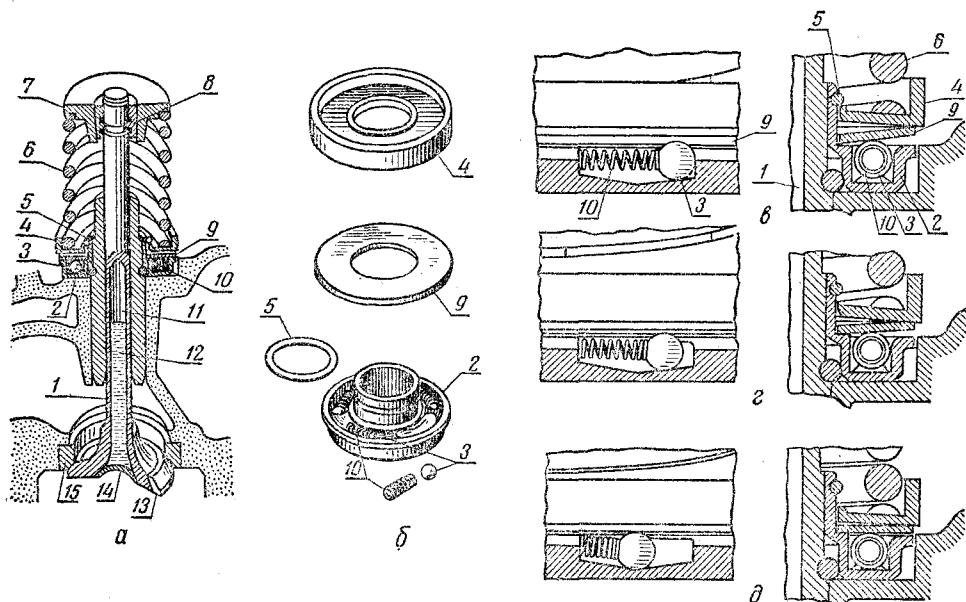


Рис. 75. Выпускной клапан в сборе механизма газораспределения двигателя ЗИЛ-130 и схема поворота клапана:

*a* — выпускной клапан в сборе; *б* — детали механизма поворота; *в* — начальное положение механизма поворота; *г* — положение механизма поворота при открытии клапана; *д* — положение механизма поворота в конце открытия клапана: 1 — выпускной клапан; 2 — неподвижный корпус; 3 — шарик; 4 — упорная шайба; 5 — замочное кольцо; 6 — пружина клапана; 7 — тарелка; 8 — сухарь; 9 — дисковая пружина; 10 — возвратная пружина; 11 — полость в стержне клапана; 12 — натрий; 13 — слой из жаростойкого сплава; 14 — заглушка; 15 — седло клапана.

Во время работы двигателя температуры впускных клапанов достигает  $570\text{--}670^\circ\text{K}$ , а выпускных —  $1070\text{--}1170^\circ\text{K}$ . Более низкая температура впускных клапанов объясняется тем, что при такте впуска они охлаждаются горячей смесью или воздухом.

Клапаны изготовляют из легированной жаростойкой стали, которая сохраняет свои механические качества при высокой температуре, хорошо сопротивляется коррозии и износу от трения. Для впускных клапанов применяют хромоникелевые и хромокремнистые стали, а для выпускных — высокохромистые и хромоникельмарганцовистые.

С целью уменьшения износа на фаску выпускного клапана 1 (рис. 75, *a*) у двигателей ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 наплавляют слой 13 из жаростойкого сплава, а торцы стержней впускных и выпускных клапанов всех двигателей закаливают.

У выпускных клапанов двигателей ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 применено натриевое охлаждение. Стержни этих клапанов 1 имеют полость 11, которую при изготовлении клапана заполняют на 50—60% натрием 12, а затем к тарелке приваривают заглушку 14. Натрий во время работы двигателя плавится (температура его плавления  $97^\circ\text{C}$ ). Находясь в жидком состоянии, натрий при движении клапана перемещается внутри полости 11 и интенсивно переносит тепло от тарелки клапана к его стержню и втулке.

Выпускной клапан 1 двигателя ЗИЛ-130 для повышения срока службы принудительно поворачивается во время работы двигателя специальным механизмом, состоящим из неподвижного корпуса 2 (рис. 75, *a* и *б*), в котором по окружности расположены пять наклонных углублений, пяти шариков 3 и их возвратных пружин 10, дисковой пружины 9, упорной шайбы 4, на которую давит пружина 6 клапана, замочного кольца 5.

Шайба 4 и пружина 9 надеты с зазором на корпус 2, установленный в гнездо головки цилиндров. Пружина 6 клапана одним концом опирается на тарелку 7, а другим — на шайбу 4.

При закрытом клапане усилие пружины 6 (рис. 75, в) через шайбу 4 передается на наружную кромку дисковой пружины 9, которая с противоположной стороны внутренней кромкой опирается на выступ корпуса 2. Когда клапан открывается (рис. 75, з), пружина 6 сжимается. Под действием ее возросшего усилия дисковая пружина 9, опираясь на шарики 3, выпрямляется и поворачивается на небольшой угол вокруг шариков. Между внутренней кромкой дисковой пружины 9 и выступом корпуса 2 появляется зазор. Под действием усилия пружин 6 и 9 шарики 3, преодолевая сопротивление возвратных пружин 10, катятся по наклонным плоскостям углублений корпуса 2 и поворачивают дисковую пружину 9, шайбу 4 и с ними пружину 6 и клапан 1 на некоторый угол. Положение механизма поворота в конце открытия клапана показано на рисунке 75, д.

При закрытии клапана усилие пружины 6 уменьшается и дисковая пружина 9 возвращается в первоначальное положение. При этом уменьшается нажим на шарики 5 и возвратные пружины 10 возвращают их в исходное положение (рис. 75, в).

Для лучшего наполнения цилиндра у некоторых двигателей (Д-50, СМД-14, Д-108, АМ-41, АМ-01, ГАЗ-21А, ГАЗ-52-01, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130) диаметр тарелки впускного клапана сделан несколько большим, чем у выпускного клапана (рис. 76, а и б).

Седла впускных и выпускных клапанов у многих двигателей (Д-21, Д-37М, ГАЗ-21А, ГАЗ-53, ЗИЛ-130) сделаны во вставных кольцах из жаростойкого чугуна, запрессованных в головку цилиндров. Обычно эти головки отлиты из алюминиевого сплава. У двигателей ГАЗ-52-01, АМ-01, АМ-41 и ЯМЗ вставные кольца из жаростойкого чугуна сделаны только для выпускных клапанов, причем у двигателей ГАЗ-52-01 они запрессованы в блок-картер. Вставные кольца увеличивают срок службы и облегчают ремонт головки цилиндра или блок-картера.

Направляющая втулка 14 обеспечивает строго направленное движение клапана и посадку его в седло без перекоса. Она запрессовывается в головку цилиндров или в блок-картер. Направляющие втулки изготовляют из чугуна (Д-50, СМД-14, Д-108, ЗИЛ-130) или металлокерамики (ГАЗ-21А, ГАЗ-52-01, АМ-41, АМ-01 и ЯМЗ), подвергнутой прессованию, спеканию и пропитке маслом. Металлокерамические втулки обладают высокими антифрикционными качествами.

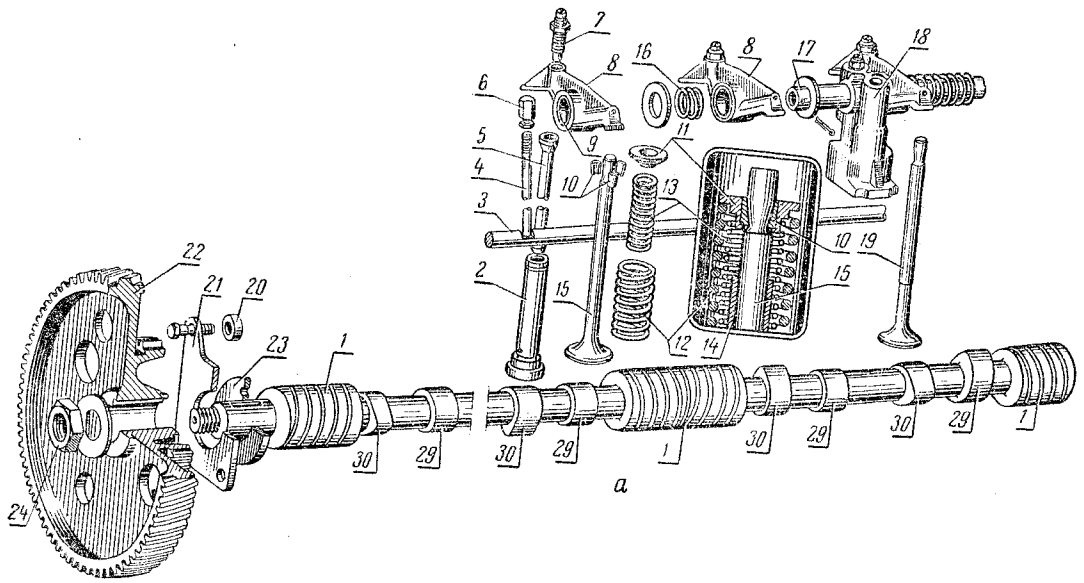
Пружина 12 создает усилие, необходимое для закрытия клапана и плотной посадки его в седло.

Обладая достаточной упругостью, пружина не допускает отрыва клапана и толкателя от кулачка распределительного вала, сохраняя этим установленную продолжительность открытия клапана.

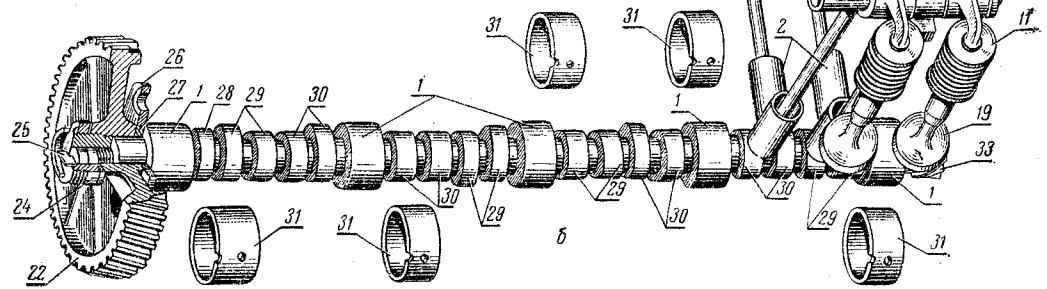
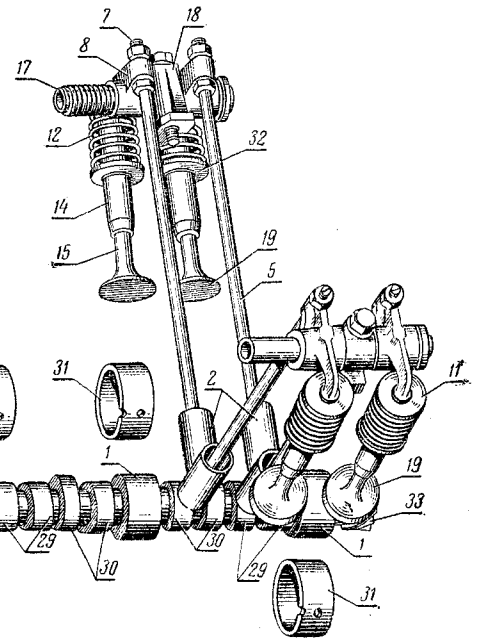
Пружины изготовляют из стальной проволоки, обычно они бывают витые, цилиндрические. Они могут иметь постоянный (Д-50) или переменный шаг витков (ГАЗ-52-01, ЗИЛ-130). Пружины с переменным шагом во время работы вибрируют меньше, и поломки их по этой причине наблюдаются редко.

При сборке конец пружины с большим шагом навивки должен располагаться у тарелки клапана.

Во многих двигателях на каждый клапан установлена одна пружина, а в двигателях Д-50, СМД-14, Д-108 и ЯМЗ на каждый клапан установлено две пружины. Чтобы витки внутренней 13 (рис. 76, а) и наружной 12 пружин не заклинивались, они навиты в разные стороны. Наличие двух пружин уменьшает размеры и облегчает условия их работы, вместе с тем повышается надежность: при поломке одной пружины клапан будет удерживаться другой.



a



b



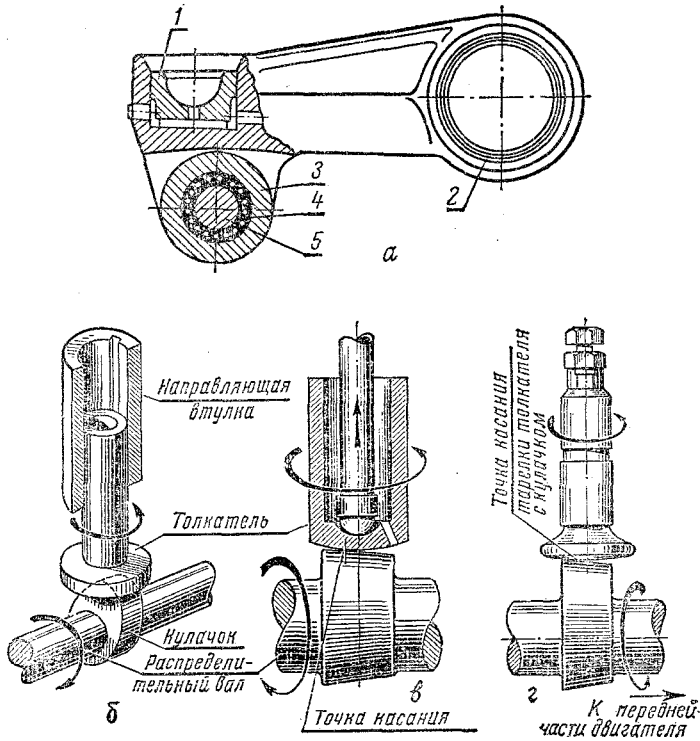


Рис. 77. Толкатели:

*a* — качающийся роликовый; *б* — грибовидный с плоской опорной поверхностью; *в* — цилиндрический со сферической опорной поверхностью; *г* — грибовидный толкатель со сферической опорной поверхностью; 1 — пята; 2 — втулка толкателя; 3 — ролик; 4 — игольчатый подшипник; 5 — ось ролика.

У двигателя ГАЗ-52-01 пружина одним концом упирается в тело блок-картера 4 (см. рис. 72, *в*), а другим — в опорную шайбу 18, соединенную с концом стержня клапана сухариками 17.

Детали передачи механизма газораспределения обеспечивают передачу движения от распределительного вала к клапанам.

К этим деталям при подвесных клапанах относятся толкатель 2 (рис. 76), штанга 5, коромысло 8 с регулировочным винтом 7, ось коромысел 17 со стойкой 18 и пружинами 16, а при боковых — толкатель 2 (см. рис. 72, *в*) с регулировочным болтом 8.

Толкатель служит для передачи движения от кулачка распределительного вала к клапану или штанге. Толкатели изготавливаются из чугуна или стали. Их рабочие поверхности шлифуются и термически обрабатываются. Для уменьшения веса толкатели часто делают пустотелыми.

Рис. 76. Детали механизма газораспределения:

*a* — двигателя Д-108; *б* — двигателя ЗИЛ-130; 1 — опорная шейка распределительного вала; 2 — толкатель; 3 — валок декомпрессионного механизма; 4 — штанга декомпрессионного механизма; 5 — штанга толкателя; 6 — регулировочный наконечник штанги декомпрессионного механизма; 7 — регулировочный винт; 8 — коромысло; 9 — втулка коромысла; 10 — сухарик; 11 — опорная шайба; 12 — наружная пружина клапана; 13 — внутренняя пружина клапана; 14 — направляющая втулка клапана; 15 — впускной клапан; 16 — распорные пружины; 17 — ось коромысел; 18 — стойка оси коромысел; 19 — выпускной клапан; 20 — дистанционное кольцо; 21 — упорная плита; 22 — шестерня; 23 — упорный бронзовый диск; 24 — гайка; 25 — валок привода датчика ограничителя оборотов; 26 — упорный фланец; 27 — распорное кольцо; 28 — эксцентрик привода штанги топливного насоса; 29 — кулачок толкателя выпускного клапана; 30 — кулачок толкателя впускного клапана; 31 — втулка (подшипник) опорной шейки распределительного вала; 32 — механизм поворота выпускного клапана; 33 — шестерня привода масляного насоса и прерывателя-распределителя системы зажигания.

Толкатели перемещаются в направляющих втулках из антифрикционного чугуна (Д-37М) или непосредственно в отверстиях блок-картера (например, СМД-14, ГАЗ-21А, ГАЗ-53, ЗИЛ-130).

В двигателях применяются толкатели следующих видов: качающиеся роликовые (рис. 77, а), грибообразные (рис. 77, б и в) и цилиндрические (рис. 77, в). В двигателях АМ-01, АМ-41 и ЯМЗ установлены качающиеся на специальной оси роликовые толкатели. В отверстие толкателя запрессована бронзовая втулка 2 (рис. 77, а). Ролик 3 вращается на игольчатом подшипнике 4. С целью повышения долговечности толкателя в месте соприкосновения со штангой в него запрессована термически обработанная стальная пята 1 со сферической поверхностью.

Нижняя часть грибообразного толкателя выполняется в виде тарелки, которая имеет плоскую (Д-37М, СМД-14, Д-108) или сферическую (ГАЗ-52-01) опорную поверхность. У цилиндрического толкателя (ЗИЛ-130 и ГАЗ-53) опорная поверхность тоже сферическая.

Для более равномерного износа опорной и направляющей (цилиндрической) поверхностей толкатель одновременно с прямолинейным движением совершает вращательное — вокруг своей оси. Вращательное движение толкателя при его плоской опорной поверхности достигается смещением оси толкателя относительно оси кулачка распределительного вала на 1,5 мм (рис. 77, б), а при сферической опорной поверхности — применением кулачков распределительного вала, имеющих небольшую конусность (рис. 77, в и г).

На рабочую поверхность цилиндрических стальных толкателей двигателей ГАЗ-21А, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130, соприкасающуюся с кулачком распределительного вала, наплавляют отбеленный чугун.

У двигателей автомобилей ЗИЛ-111Г цилиндрические толкатели имеют гидравлическое устройство, автоматически обеспечивающее работу без зазора в клапанном механизме.

Штанга 5 (рис. 76) представляет собой цельный стальной (СМД-14 и ЗИЛ-130), цельный из алюминиевого сплава (Д-37М, ГАЗ-21А и ГАЗ-53) или пустотелый стальной (АМ-41, АМ-01 и ЯМЗ) стержень. Штанги из алюминиевого сплава и пустотелые стальные на концах имеют стальные шлифованные, термически обработанные наконечники. Нижний наконечник штанги — шаровой. Он опирается на сферическую поверхность выемки толкателя. Верхний наконечник штанги имеет углубление со сферической поверхностью, на которую опирается головка регулировочного винта 7.

Коромысло 8 — это стальной двуплечий рычаг с плечами различной длины. На коротком плече имеется отверстие с резьбой. В это отверстие ввертывается винт 7, с помощью которого регулируется зазор между утолщением (бойком) на конце длинного плеча коромысла и стержнем клапана. Рабочая поверхность бойка шлифуется и термически обрабатывается.

В средней части коромысла имеется отверстие с запрессованной втулкой 9. Это отверстие необходимо для того, чтобы установить коромысло на оси.

Стальные оси 17, на которых размещены коромысла, закреплены в стойках 18, установленных на верхней плоскости головки цилиндров. Стойки крепятся к головке цилиндров шпильками. Продольное перемещение по валику коромысел предотвращается распорными пружинами 16.

Оси коромысел обычно пустотелые, их внутренняя полость используется как канал для подвода масла, смазывающего втулки коромысел и трущиеся поверхности наконечников штанг, головок регулировочных винтов и направляющих стаканов. Чтобы масло не вытекало из осей коромысел, наружные концы их закрыты заглушками, а внутренние соединены трубкой, снабженной уплотнительным устройством.

Для предохранения от повреждений и загрязнения детали механизма газораспределения, размещенные на головке цилиндров, закрыты стальными штампованными или литыми алюминиевыми колпаками.

Между нижней плоскостью колпака и головкой цилиндров, а также между верхней плоскостью колпака и его крышкой установлены специальные прокладки.

Распределительный вал при помощи кулачков 29 и 30, расположенных на нем, управляет движением клапанов. Каждый кулачок управляет только одним клапаном — впускным или выпускным. Кулачки изготовлены заодно с валом и располагаются на нем в определенном порядке под разными углами в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя. Профиль кулачков должен соответствовать принятым фазам газораспределения и обеспечивать плавное перемещение клапана при достаточно быстром его открытии и закрытии.

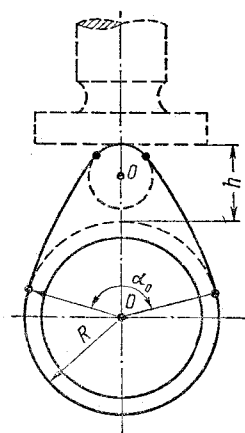


Рис. 78. Выпуклый симметричный профиль кулачка.

Широко распространен выпуклый симметричный профиль кулачка (рис. 78), который может применяться при любом типе толкателя.

Распределительные валы изготовляют из стали или модифицированного чугуна. Опорные шейки, эксцентрики и кулачки распределительного вала термически обрабатываются и шлифуются.

Распределительные валы вращаются в подшипниках скольжения, установленных в стенках и перегородках блок-картера (нижнее расположение) или в поперечных перегородках головки цилиндров (верхнее расположение). В качестве подшипников скольжения используются втулки из антифрикционного чугуна (Д-37М, Д-50), стальные втулки 31, залитые баббитом СОС 6-6 (ГАЗ-52-01, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130).

Для облегчения обработки отверстий под подшипники и упрощения установки вала при сборке у многих двигателей опорные шейки и их втулки имеют последовательно уменьшающиеся диаметры.

У распределительного вала двигателя Д-50 просверлен осевой канал, а в опорных шейках — радиальные отверстия, по которым к шейкам подводится смазка.

На распределительных валах некоторых автомобильных двигателей имеются изготовленные заодно с валом эксцентрик 3 (рис. 79) привода бензинового насоса и шестерня 5 привода масляного насоса.

На переднем конце распределительного вала устанавливают шестерню 22 (см. рис. 76) привода распределительного вала.

Осевые перемещения распределительного вала во втулках ограничиваются в пределах 0,08—0,25 мм. В двигателях СМД-14 осевые перемещения распределительного вала 2 (рис. 80, а) ограничиваются с одной стороны втулкой 1, в которую упирается бурт 3 на передней шейке распределительного вала, а с другой стороны — винтом 7, в который упирается подпятник 6, запрессованный в торец вала. Винт 7 ввернут в переднюю крышку 9 картера шестерен и стопорится контргайкой 8.

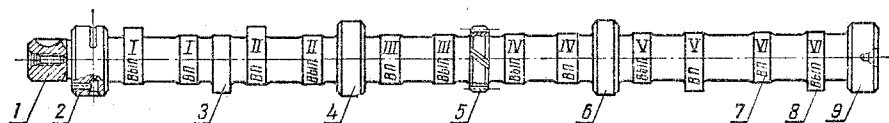


Рис. 79. Распределительный вал шестицилиндрового двигателя ГАЗ-52-01:

1 — носок; 2 — первая опорная шейка; 3 — эксцентрик привода бензинового насоса; 4 — вторая опорная шейка; 5 — шестерня привода масляного насоса; 6 — третья опорная шейка; 7 — впускной кулачок; 8 — выпускной кулачок; 9 — четвертая опорная шейка.

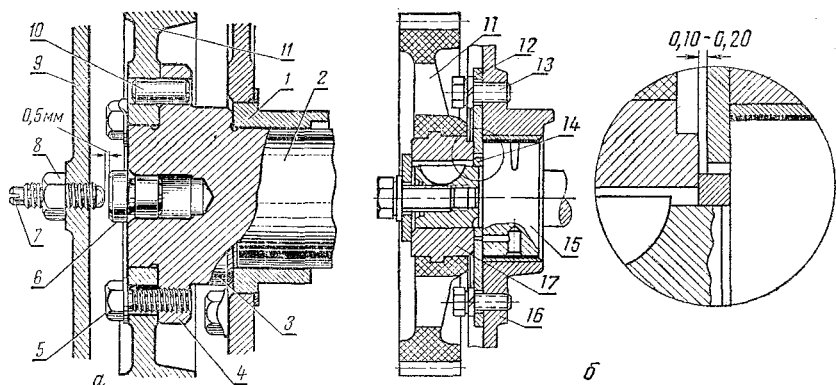


Рис. 80. Устройство, ограничивающее осевое перемещение распределительного вала: а — двигателя СМД-14; б — двигателя ГАЗ-52-01; 1 — передняя втулка распределительного вала; 2 — распределительный вал; 3 — упорный бурт распределительного вала; 4 — фланец; 5, 13 — болты; 6 — подпятник упорного винта; 7 — упорный винт; 8 — контргайка; 9 — крышка картера шестерен; 10 — установочный штифт; 11 — шестерня распределительного вала; 12 — упорная шайба; 14 — распорное кольцо; 15 — опорная шейка распределительного вала; 16 — блок-картер; 17 — ступица распределительной шестерни.

Сферическая поверхность упорного винта 7 и торец подпятника 6 закалены и шлифованы. Между ними устанавливается зазор 0,5 мм.

В двигателях ЗИЛ-130, ГАЗ-53 и ГАЗ-52-01 для ограничения перемещения распределительного вала служит упорная стальная шайба 12 (рис. 80, б), прикрепленная болтами 13 к передней стенке блок-картера 16. Эта шайба помещена между торцом опорной шейки 15 распределительного вала и торцом ступицы 17 распределительной шестерни. Толщина шайбы 12 меньше толщины распорного кольца 14. Разница в толщине этих двух деталей обеспечивает необходимый зазор.

У всех отечественных автотракторных двигателей привод распределительного вала шестеренчатый, за исключением двигателей ЗИЛ-111 и 412, у которых распределительный вал приводится во вращение цепью.

Распределительные шестерни передают вращение от коленчатого вала к распределительному. Они располагаются в передней части двигателя, обычно в специальном картере, который закрывается крышкой.

Количество распределительных шестерен зависит от того, сколько механизмов двигателя должен приводить в движение коленчатый вал и насколько близко от распределительного вала он расположен. У двигателей ГАЗ-21А, ГАЗ-52-01 и ЗИЛ-130 шестерни коленчатого и распределительного валов входят непосредственно в зацепление (рис. 81). А у двигателей Д-37М, СМД-14 (см. рис. 72, б), АМ-01, АМ-41 и Д-50 шестерня коленчатого вала соединяется с шестерней распределительного вала через промежуточную шестерню.

К распределительным шестерням относят также шестерни, приводящие в движение другие механизмы двигателя: топливный насос, масляные насосы двигателя и гидроусилителя рулевого управления. Для лучшей плавности хода и уменьшения шума распределительные шестерни делают с косыми зубьями.

В качестве материала для распределительных шестерен применяют сталь, чугун и пластмассу. Так, в двигателях ГАЗ-21А, ГАЗ-52-01, ГАЗ-53 и 408 ведомая шестерня на распределительном валу — текстолитовая (пластмассовая). В других двигателях распределительные шестерни сделаны из металла. Применение разных материалов для ведущей и ведомой распределительных шестерен способствует уменьшению шума при их работе.

Распределительные шестерни (кроме промежуточных) крепятся на своих валах шпонками или болтами в строго определенных положениях. Соединение зубьев шестерен при сборке двигателя осуществляется по меткам, имеющимся на шестернях (см. рис. 72, б и 81), а иногда и на картере шестерен. Такая установка шестерен обеспечивает согласованное вращение коленчатого и распределительного насоса (у дизеля). Обозначение меток и их взаимное расположение у различных двигателей неодинаково.

В двигателях СМД-14 и Д-50 промежуточные шестерни вращаются на неподвижных стальных осях (пальцах), которые запрессованы в переднюю стенку блок-картера.

У двигателя 412 от звездочки 10 (рис. 82, а и б) вращение передается звездочке 14 распределительного вала двухрядной роликовой цепью 11. Для натяжения цепи привод имеет специальное устройство, состоящее из зубчатого ролика 9, расположенного на одном плече двуплечего рычага 7. Другое плечо этого рычага упирается в пробку 1. Рычаг 7 свободно сидит на оси 13, запрессованной в головку цилиндров. Под действием пружины 4 плунжер 2 через рычаг 7 прижимает ролик 9 к ведомой ветви цепи 11. Плунжер 2 имеет продольный паз, в который входит сухарь 6, фиксирующий положение плунжера. Сухарь закрепляется болтом 8. Для уменьшения вибрации ведущей ветви цепи 11 имеется успокоитель 12 из пластмассы.

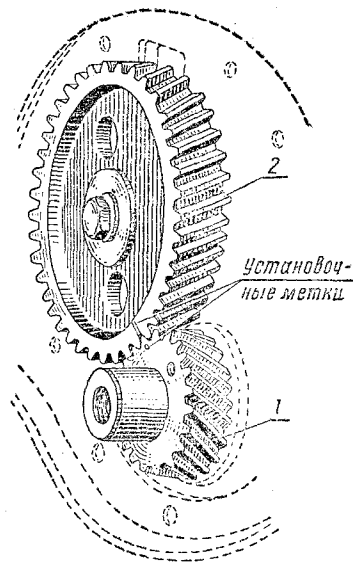


Рис. 81. Расположение шестерен распределения двигателя ГАЗ-21А:

1 — шестерня коленчатого вала; 2 — шестерня распределительного вала.

#### § 4. ДЕКОМПРЕССИОННЫЙ МЕХАНИЗМ

Декомпрессионный механизм является одним из механизмов системы пуска (см. главу 25, § 1). Он служит для облегчения проворачивания коленчатого вала дизеля. Вместе с тем работа декомпрессионного механизма тесно связана с работой механизма газораспределения, поэтому его конструкция рассматривается в настоящей главе.

При пуске дизеля прокручивание коленчатого вала требует затраты значительных усилий на преодоление сопротивления воздуха, сжимаемого в цилиндрах. Для уменьшения этого сопротивления в период проворачивания коленчатого вала камеры сгорания дизеля соединяют с атмосферой, открывая впускные, а иногда и выпускные клапаны на протяжении всего цикла. Благодаря этому давление воздуха в цилиндрах снижается, то есть дизель *декомпрессируется*.

При прокручивании коленчатого вала декомпрессируемый дизель постепенно прогревается, в связи с этим понижается вязкость масла, а сопротивление прокручиванию уменьшается. Когда коленчатый вал дизеля разовьет достаточное число оборотов (около 300 об/мин), включают декомпрессионный механизм и включают подачу топлива.

В отечественных тракторных дизелях декомпрессионные механизмы открывают клапаны воздействием валика 1 (рис. 83, а) на толкатель 2 (Д-37М), поднятием короткого плеча коромысла 4 (рис. 83, б) специаль-

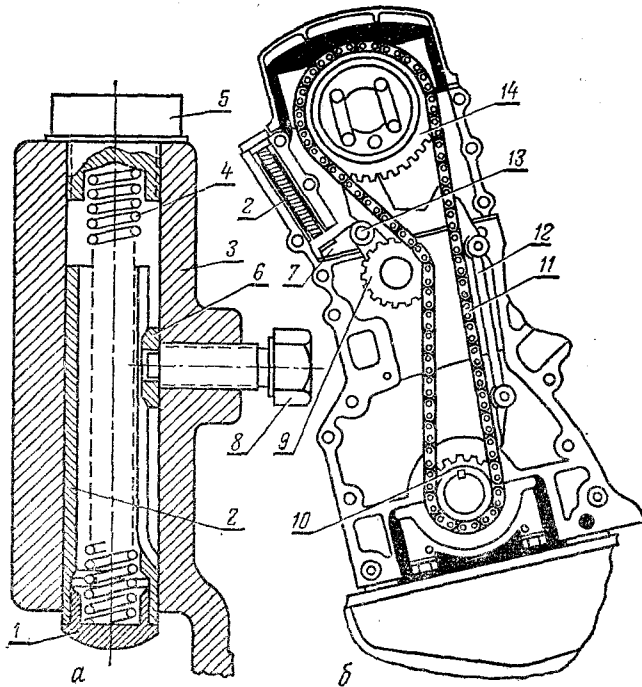


Рис. 82. Цепной привод распределительного вала двигателя 412:

*a* — натяжное устройство; *b* — цепной привод распределительного вала; 1 — направляющая пробка; 2 — плунжер; 3 — верхняя крышка распределительных звездочек; 4 — пружина; 5 — пробка; 6 — сухарь; 7 — рычаг натяжного ролика; 8 — болт; 9 — натяжной ролик; 10 — звездочка коленчатого вала; 11 — цепь; 12 — успокоитель; 13 — ось рычага; 14 — звездочка распределительного вала.

ной штангой 5 (Д-108 и Д-130), нажатием на длинное плечо коромысла 4 (рис. 83, *в* и *г*) валиком 1 (СМД-14) или болтом 6 (АМ-41, АМ-01).

Декомпрессионный механизм дизелей Д-37М и Д-108 действует только на впускные клапаны. Декомпрессионный механизм дизеля Д-37М состоит из четырех валиков 1 (рис. 84) с лысками, установленных в стенку картера. Концы валиков лысками входят в выточки толкателей 2 впускных клапанов. Пластины 8 удерживают валики от выпадения. Одним концом рычаги 2 соединены с валиками 1 при помощи шпоночных шайб 10 и закреплены болтами. Другим концом рычаги 2 связаны пальцами 11 с рейкой 4, которую можно перемещать тягой 13 управления декомпрессионным механизмом. Перемещение рейки ограничено скосами 3 на рычагах 2.

На рисунке 84 декомпрессионный механизм показан в выключенном положении. Для включения его нужно тягой 13 отвести рейку 4 назад

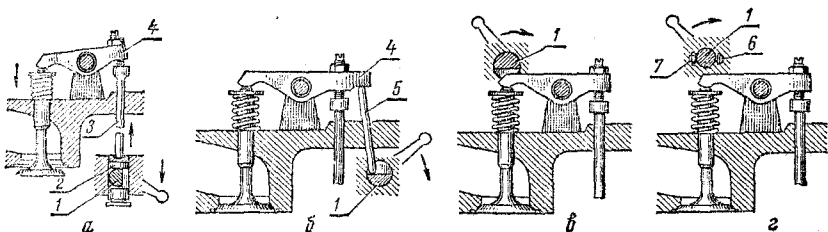


Рис. 83. Схемы декомпрессионных механизмов:

*a* — с воздействием валика на толкатель; *б* — с поднятием короткого плеча коромысла специальной штангой; *в* — с нажатием валика на длинное плечо коромысла; *г* — с нажатием болта на длинное плечо коромысла; 1 — валик; 2 — толкатель; 3 — штанга; 4 — коромысло; 5 — штанга декомпрессионного механизма; 6 — болт (винт); 7 — контргайка.

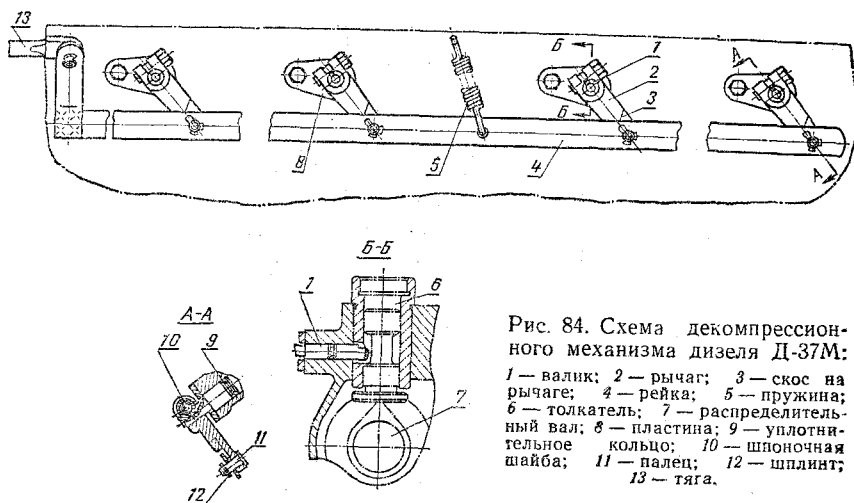


Рис. 84. Схема декомпрессионного механизма дизеля Д-37М:

1 — валик; 2 — рычаг; 3 — скос на рычаге; 4 — рейка; 5 — пружина; 6 — толкатель; 7 — распределительный вал; 8 — пластина; 9 — уплотнительное кольцо; 10 — шпоночная шайба; 11 — палец; 12 — шплинт; 13 — тяга.

до упора в скосы 3 на рычагах 2. При этом валики 1, поворачиваясь, своей цилиндрической частью поднимут толкатели 6 и впускные клапаны при проворачивании коленчатого вала не смогут закрыться полностью. Пружина 5 прижимает рейку 4 к рычагам 2, поэтому декомпрессионный механизм не может произвольно включиться при работе двигателя.

Декомпрессионный механизм дизеля СМД-14 открывает одновременно все клапаны. Он состоит из двух соединенных между собой валиков 21 (см. рис. 72, а), поворачивающихся в отверстиях приливов стоек 11 коромысел. На этих валиках имеются срезы, расположенные против каждого клапана. Передний валик 21 посредством оси 24, рычага 25, тяги 27 соединен с рукояткой 29.

При выключенном положении рукоятки 29 валики своими срезами обращены в сторону клапанов и не препятствуют полному их закрытию. При повороте рукоятки в положение «включено» валики поворачиваются и, упираясь в коромысла, открывают клапаны. Рукоятка удерживается в крайних положениях фиксатором на рычаге 25.

## § 5. НЕИСПРАВНОСТИ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ И УСТРАНЕНИЕ ИХ

В процессе эксплуатации двигателя трущиеся поверхности деталей механизма газораспределения изнашиваются, зазоры в сопряжениях увеличиваются. Воздействие горячих газов, ударных нагрузок, отложение нагара нарушают герметичное прилегание клапанов к седлам.

Характерными дефектами деталей механизма газораспределения являются следующие: износ и выгорание фасок клапана и его седла, износ стержня клапана по диаметру и в торце; износ бойка коромысла, направляющих втулок клапана и толкателя; потеря упругости и уменьшение длины пружины клапана; износ стержня толкателя по диаметру, толкателя по поверхности сопряжения с кулачком распределительного вала и гнезда под штангу по глубине; износ кулачков и шеек распределительного вала, подшипников распределительного вала и зубьев распределительных шестерен.

Перечисленные дефекты сопровождаются уменьшением мощности и экономичности двигателя, подсасыванием воздуха и обеднением смеси, прорывом отработавших газов, стуком клапанов.

Для обеспечения нормальной работы механизма газораспределения нужно периодически, в соответствии с правилами технического ухода,

проверять и подтягивать крепления головки цилиндров, стоек валиков коромысел и других деталей механизма; проверять и регулировать зазор у клапанов и декомпрессионного механизма (Д-108 и Д-130), а также осевое перемещение распределительного вала. Кроме того, необходимо контролировать герметичность прилегания клапанов к гнездам и упругость пружин.

**Регулировка зазора в клапанах.** Своевременность открытия и закрытия клапанов может быть нарушена из-за неправильной величины зазора между стержнем клапана и бойком коромысла или толкателем.

Слишком большой или малый зазор в клапанах уменьшает мощность двигателя и увеличивает удельный расход топлива. Малый зазор и обусловленная этим неплотная посадка клапанов в их седлах приводят к быстрому выгоранию фасок клапанов и седел. Работа двигателя при больших зазорах в клапанах сопровождается металлическим стуком в зоне расположения клапанов.

Зазор в клапанах нужно регулировать на холодном двигателе. Значения нормальных зазоров в клапанах некоторых автотракторных двигателей приведены в таблице 2.

ТАБЛИЦА 2

Зазоры в клапанах холодного двигателя

Клапаны	Зазор (мм) в клапанах двигателя					
	408, 412	ГАЗ-21А ГАЗ-53	АМ-41, АМ-01, ЯМЗ, Д-21, Д-37М, Д-50, Д-108, Д-130	ГАЗ-52-01	ЗИЛ-130	СМД-14
Впускной . . . . .	0,15	0,25	0,30	0,23	0,40	0,40
Выпускной . . . . .	0,17	0,30	0,30	0,28	0,40	0,45

У двигателей с боковым расположением клапанов (ГАЗ-52-01) зазор регулируют следующим образом. Вращая пусковой рукояткой коленчатый вал, устанавливают распределительный вал 1 (см. рис. 72, в) в такое положение, при котором первый выпускной клапан будет полностью открыт. В этом положении щупом проверяют и при необходимости регулируют зазоры у второго, третьего и шестого выпускных и у первого, третьего и пятого впускных клапанов. Для регулировки зазора отпускают контргайку 13 и, поворачивая ключом регулировочный болт 8, с помощью щупа устанавливают нормальный зазор. Затем, удерживая одним ключом регулировочный болт, другим затягивают контргайку и после этого вторично проверяют зазор.

Далее поворачивают коленчатый вал на один полный оборот и при полном открытии шестого выпускного клапана проверяют и регулируют зазоры у остальных клапанов.

У двигателей с подвесным расположением клапанов (например, СМД-14) зазор регулируют в такой последовательности. Проверяют затяжку гаек шпилек головки цилиндров и стоек коромысел и при необходимости подтягивают их. Включают декомпрессионный механизм и наблюдают за коромыслами клапанов первого цилиндра, медленно вращая коленчатый вал до тех пор, пока выпускной и впускной клапаны откроются и закроются.

Поршень первого цилиндра устанавливают в верхнюю мертвую точку при такте сжатия. Для этого, вывинтив шпильку из картера маховика, вставляют ее в это же отверстие ненарезанной частью и, слегка нажимая на шпильку, продолжают вращать коленчатый вал до тех пор, пока она не войдет в углубление на ободу маховика. Затем выключают деком-



прессинный механизм. Действительный зазор у впускного и выпускного клапанов первого цилиндра проверяют щупом. Причем щуп должен проходить через зазор при небольшом усилии руки. Для регулировки зазора отвертывают контргайку регулировочного винта, придерживая винт отверткой. Затем, придерживая контргайку ключом, ввертывают регулировочный винт (если нужно уменьшить зазор) или вывертывают винт (если зазор нужно увеличить). Установив величину зазора, винт закрепляют контргайкой и вновь проверяют величину зазора, поворачивая штангу вокруг оси, чтобы убедиться в ее свободном вращении. Закончив регулировку клапанов

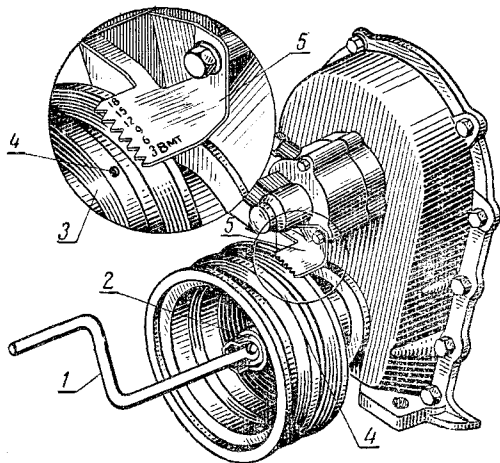


Рис. 85. Установка поршня первого цилиндра в в.м.т. в такте сжатия двигателя ЗИЛ-130:

1 — пусковая рукоятка; 2 — храповик; 3 — шкив на коленчатом валу; 4 — отверстие (метка); 5 — указатель для установки зажигания.

первого цилиндра, вынимают шпильку, ввинчивают ее в отверстие картера маховика. Затем так же проверяют и регулируют зазор у клапанов других цилиндров двигателя. Повернув коленчатый вал на первый полуоборот, регулируют величину зазоров у клапанов третьего цилиндра и т. д.

У двигателя ЗИЛ-130 зазоры в клапанах регулируют следующим образом. Устанавливают поршень первого цилиндра в такте сжатия в в.м.т., поворачивая рукояткой 1 (рис. 85) коленчатый вал двигателя до совпадения отверстия 4 на шкиве 3 с меткой в.м.т. на указателе 5. Проверяют и регулируют таким же методом, как и у двигателя СМД-14, зазоры выпускных клапанов первого, четвертого и пятого цилиндров и впускных клапанов первого, седьмого и восьмого цилиндров. Затем, повернув вал на 180°, проверяют и регулируют зазоры выпускного клапана второго и впускного пятого цилиндров. Снова повернув вал на 180°, проверяют и регулируют зазоры выпускных клапанов третьего, шестого и седьмого цилиндров и впускных второго, четвертого и шестого цилиндров. Еще раз повернув вал на 180°, проверяют и регулируют остальные два клапана.

**Регулировка цепного привода** у двигателя 412 проводится через 10—12 тыс. км пробега. Отвернув не более чем на один оборот болт 8 (рис. 82), прокручивают коленчатый вал двигателя на три-четыре оборота. Плунжер 2 под действием пружины 4 опустится вниз и через рычаг 7 натянет ведомую ветвь цепи 11. Затем болт 8 затягивают до отказа.

**Регулировка декомпрессионного механизма** у дизелей Д-108, Д-130, АМ-41 и АМ-01 проводится одновременно с регулировкой зазора в клапанах. У дизелей АМ-41 и АМ-01 после регулировки клапанов первого цилиндра регулируют декомпрессионный механизм для этого цилиндра. Валик 1 (см. рис. 83) устанавливают так, чтобы ось винтов 6 была вертикальна. Отворачивают контргайку 7 и заворачивают винт 6 до тех пор, пока не исчезнет зазор между винтом и коромыслом, коромыслом и клапаном. Затем отворачивают винт 6 на один оборот и заворачивают контргайку 7 до отказа.

**Осевое перемещение распределительного вала** регулируется у двигателей СМД-14 в случае износа или отвертывания упорного винта, а также после снятия крышки картера распределительных шестерен. Для этого, отпустив контргайку 8 (см. рис. 80), заворачивают винт 7 до упора в подпятник 6 распределительного вала 2. Затем отпускают винт 7 на  $\frac{1}{4}$  оборота и закрепляют его контргайкой.

## Глава 9

СХЕМЫ СИСТЕМ ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ. УСТРОЙСТВО  
ТОПЛИВНЫХ БАКОВ, ФИЛЬТРОВ И ПОДКАЧИВАЮЩИХ ПОМП

## § 1. СХЕМЫ СИСТЕМ ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Схема системы питания карбюраторного двигателя. Система питания карбюраторного двигателя предназначена для приготовления из топлива и воздуха горючей смеси требуемого качества и подачи ее в цилиндры двигателя в нужном количестве.

Топливо из бака 4 (рис. 86) через фильтр-отстойник 1 и топливопровод 7 засасывается топливным насосом 10 и подается в карбюратор 6. При такте впуска воздух из атмосферы, пройдя воздушный фильтр (воздухоочиститель) 5, очищается от посторонних примесей и поступает в карбюратор. Здесь топливо распыливается, смешивается с воздухом и начинает испаряться. Приготовление горючей смеси происходит и во впускной трубе 11, двигаясь по которой топливо продолжает испаряться и перемешиваться с воздухом. Этот процесс заканчивается в цилиндрах двигателя во время тактов впуска и сжатия.

После сгорания рабочей смеси отработавшие газы через трубу 13 и глушитель 14 выпускаются в атмосферу.

Схемы системы питания газовых двигателей. Назначение системы питания газового двигателя то же, что и карбюраторного, только в качестве топлива используются сжатые и сжиженные газы.

Схема системы питания двигателя, работающего на сжатом газе, показана на рисунке 87. Газ, сжатый до  $200 \text{ кг/см}^2$ , содержится в стальных баллонах 24, расположенных под грузовой платформой. Баллоны объединены в две секции. Каждая секция баллонов имеет запорный вентиль 19. Наполняют баллоны сжатым газом через вентиль 21.

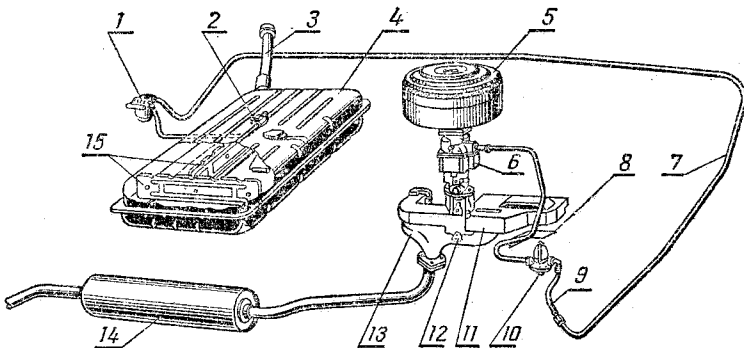


Рис. 86. Схема системы питания карбюраторного двигателя ГАЗ-52-01:  
1 — фильтр-отстойник; 2 — кран; 3 — наливная труба; 4 — бак; 5 — воздушный фильтр; 6 — карбюратор; 7 — топливопровод; 8 — щиток топливного насоса; 9 — шланг; 10 — топливный насос; 11 — впускная труба; 12 — сектор регулирования подогрева смеси; 13 — выпускная труба; 14 — глушитель; 15 — перегородки бака.

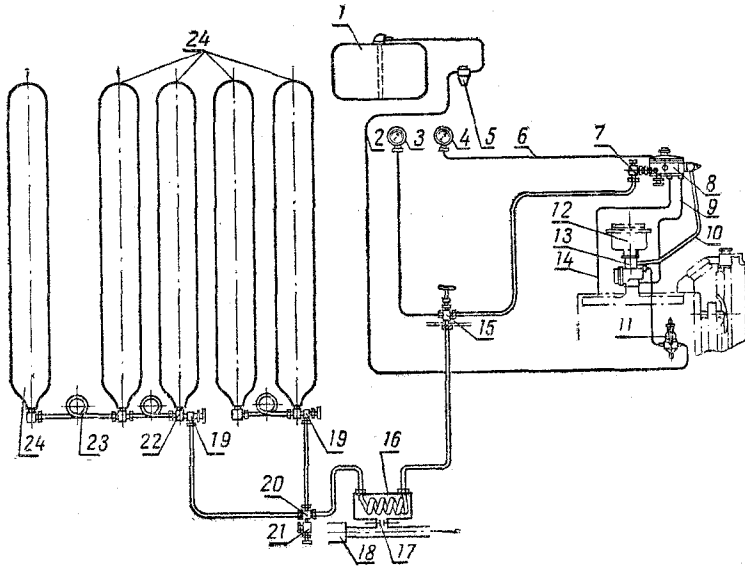


Рис. 87. Схема системы питания двигателя, работающего на сжатом газе:

1 — бензиновый бак; 2 — бензопровод; 3 — манометр высокого давления ( $300 \text{ кг/см}^2$ ); 4 — манометр низкого давления ( $8 \text{ кг/см}^2$ ); 5 — фильтр-отстойник бензина; 6 — трубка к манометру; 7 — газовый фильтр; 8 — газовый редуктор; 9 — трубка для газа при работе на холостом ходу; 10 — газопровод от редуктора к карбюратору-смесителю; 11 — бензиновый насос; 12 — воздухоочиститель; 13 — карбюратор-смеситель; 14 — трубка разгрузочного устройства; 15 — магистральный вентиль; 16 — подогреватель газа; 17 — сменная шайба для регулировки подогрева газа; 18 — глушитель; 19 — запорный вентиль; 20 — крестовина; 21 — дополнительный вентиль; 22 — секционный вентиль; 23 — газопровод высокого давления с компенсационным витком; 24 — баллоны.

При открытых вентилях 19 и 15 газ из баллонов поступает по газопроводу 23 через подогреватель 16 и фильтр 7 в газовый редуктор 8, в котором давление снижается до атмосферного.

Подогреватель 16, выполненный в виде змеевика, обогреваемого отработавшими газами, необходим потому, что при резком снижении давления в редукторе газ сильно охлаждается и содержащаяся в нем влага может превратиться в частицы льда. Это может нарушить нормальное питание двигателя газом. Фильтр 7 задерживает механические примеси.

Из редуктора газ по газопроводу 10 поступает в карбюратор-смеситель 13, в котором смешивается с воздухом.

Карбюратор-смеситель представляет собой агрегат, объединяющий детали бензинового карбюратора и газового смесителя.

Манометр 3 служит для определения давления газа в баллонах и, следовательно, запаса газа на автомобиле, а манометр 4 — для контроля работы газовой аппаратуры.

Схема системы питания двигателя, работающего на сжиженном газе, показана на рисунке 88.

Газ из баллона 5 через вентили 18 (в парообразном состоянии), 19 (в жидком состоянии) и 6 поступает в испаритель 16. Здесь сжиженный газ полностью превращается в пар и через сетчатый фильтр 11 проходит в двухступенчатый редуктор 12. В редукторе давление газа снижается до атмосферного, и газ через дозирующее устройство 13 и газопровод 14 попадает в карбюратор-смеситель 15, в котором смешивается с воздухом.

Баллон 5 наполняют газом через вентиль 4. Предохранительный клапан 2 обеспечивает выпуск газа в атмосферу при повышении давления в баллоне выше нормального ( $16 \text{ кг/см}^2$ ).

Манометр 7, соединенный с вентилем 6, показывает давление сжиженного газа в баллоне; манометр 8 — давление в первой ступени редуктора.

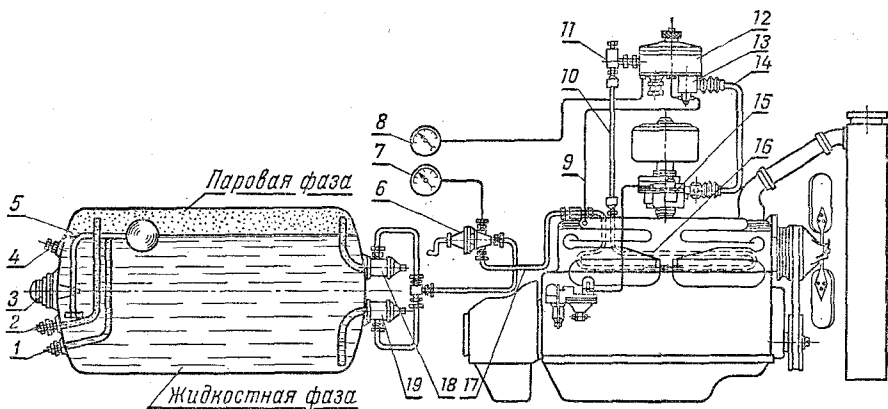


Рис. 88. Схема системы питания двигателя, работающего на сжиженном газе:

1 — вентиль контроля максимального уровня заполнения баллона газом; 2 — предохранительный клапан баллона; 3 — указатель уровня жидкости в баллоне; 4 — наполнительный вентиль баллона; 5 — баллон; 6 — магистральный вентиль; 7 — манометр баллона ( $25 \text{ кг/см}^2$ ); 8 — манометр редуктора ( $8 \text{ кг/см}^2$ ); 9 — трубка разгрузочного устройства; 10, 14, 17 — газопроводы; 11 — фильтр; 12 — редуктор; 13 — дозирующее устройство; 15 — карбюратор-смеситель; 16 — испаритель; 18 — расходный вентиль для пара; 19 — расходный вентиль для жидкости.

У двигателей, работающих на сжатом и сжиженных газах, сохраняется система питания жидким топливом, поэтому они могут в случае необходимости работать на бензине.

**Схемы системы питания дизелей.** Система питания дизеля предназначена для подачи жидкого топлива (под давлением) и воздуха в цилиндры.

Схемы системы питания тракторных дизелей мало отличаются друг от друга. Ниже в качестве примера рассматривается схема системы питания дизеля СМД-14 (рис. 89).

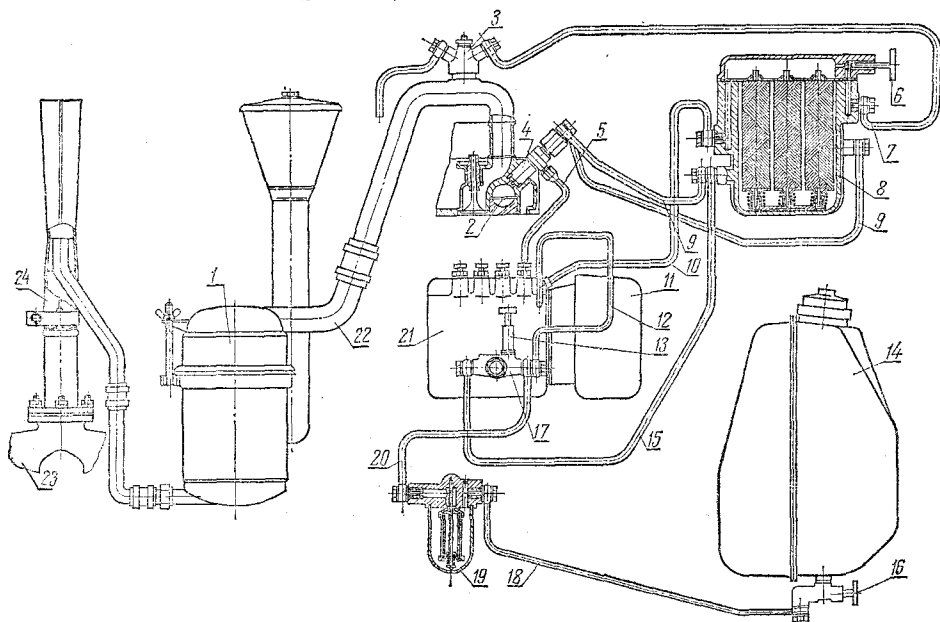


Рис. 89. Схема системы питания дизеля СМД-14:

1 — воздухоочиститель; 2 — вихревая камера; 3 — предпусковой подогреватель; 4 — форсунка; 5 — топливопровод высокого давления; 6 — вентиль; 7, 10, 12, 15, 18, 20 — топливопроводы; 8 — фильтр тонкой очистки; 9 — трубка слива топлива из форсунок; 11 — всережимный регулятор; 13 — ручная подкачивающая помпа; 14 — топливный бак; 16 — расходный кран; 17 — подкачивающая помпа; 19 — фильтр грубой очистки; 21 — топливный насос; 22 — впускной трубопровод; 23 — выпускной трубопровод; 24 — искрогаситель.

Топливо, заливаемое в бак 14, проходит через фильтр бака и при открытом кране 16 засасывается подкачивающей помпой 17 через топливопровод 18, фильтр грубой очистки 19, топливопровод 20 и подается под давлением по топливопроводу 15 к фильтру 8 тонкой очистки. В фильтрах 19 и 8 топливо очищается от механических примесей и воды. По топливопроводу 10 топливо попадает в насос 21, из которого под большим давлением подается по топливопроводам 5 высокого давления к форсункам 4. Форсунки впрыскивают топливо в вихревые камеры 2.

Топливо, просачивающееся через зазоры сопрягаемых деталей форсунок, по трубкам 9 отводится в фильтр 8. Излишки топлива из насоса по топливопроводу 12 попадают обратно в подкачивающую помпу 17.

Воздух в цилиндры дизеля поступает через воздухоочиститель 1 и впускной трубопровод 22. Отработавшие газы из цилиндров выпускаются в атмосферу через трубопровод 23 и искрогаситель 24.

Рассмотренную систему подачи топлива называют системой *насос—топливопровод—форсунка* в отличие от системы *насос—форсунка*, в которой насос и форсунка объединены в одном агрегате.

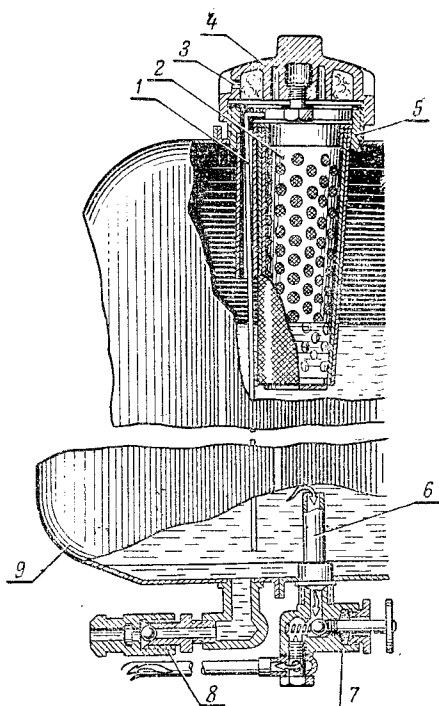


Рис. 90. Топливный бак трактора ДТ-75: 1—линейка для замера уровня топлива; 2—сетчатый фильтр; 3—отверстие для сообщения полости бака с атмосферой; 4—крышка наливной горловины; 5—наливная горловина; 6—трубка; 7—расходный кран; 8—сливной кран; 9—корпус.

## § 2. ТОПЛИВНЫЕ БАКИ

Топливные баки изготовляют из листовой стали. Емкость бака рассчитана на непрерывную работу двигателя с полной нагрузкой в течение не менее 10 ч.

Обычно топливные баки для удобства заправки и в целях противопожарной безопасности устанавливают позади сиденья или под сиденьем водителя и крепят к раме или корпусу заднего моста. Устройство топливного бака трактора ДТ-75 показано на рисунке 90.

Бак состоит из двух половин, сваренных между собой. Для повышения жесткости бака и уменьшения колебания топлива в нем внутри каждой половины бака приварены две перегородки, имеющие отверстия в нижней части. В наливную горловину 5 вставлен сетчатый фильтр 2 и линейка 1 для замера уровня топлива. Горловина закрывается крышкой 4, которая имеет отверстие 3 для сообщения полости бака с атмосферой.

Топливо из бака отбирается через трубку 6, которая для уменьшения возможности попадания отстоя топлива в приборы системы питания расположена выше дна бака. Расходный кран 7 служит для отъединения бака от остальной части системы питания, а сливной кран 8— для удаления отстоя топлива.

Топливные баки автомобилей и трактора Т-40 имеют крышку (рис. 91) с паровым и воздушным клапанами.

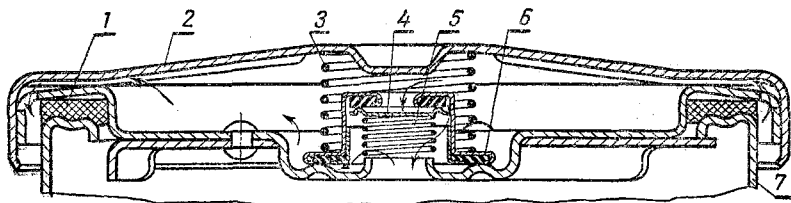


Рис. 91. Крышка горловины топливного бака тракторов Т-40 и автомобилей ГАЗ-53А и ЗИЛ-130:

1 — прокладка; 2 — корпус крышки; 3 — пружина парового клапана; 4 — воздушный клапан; 5 — пружина воздушного клапана; 6 — паровой клапан; 7 — горловина бака.

Паровой клапан 6, нагруженный пружиной 3, открывается, когда из-за испарения топлива давление в баке увеличится и превысит на  $0,10—0,18 \text{ кг/см}^2$  атмосферное давление, и пары топлива выходят в атмосферу.

По мере расходования топлива давление в баке уменьшается и, когда оно достигнет  $0,02—0,04 \text{ кг/см}^2$ , открывается воздушный клапан 4, нагруженный слабой пружиной 5, и в бак поступает воздух.

Основные детали баков тракторов Т-74, Т-4А и некоторых других примерно те же, что и у трактора ДТ-75.

Топливный бак тракторов Т-100М и Т-130 имеет приспособление для механизированной заправки топливом.

### § 3. ТОПЛИВНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Для очистки топлива от механических примесей и воды в системе питания имеются фильтры.

**Фильтры-отстойники карбюраторных двигателей.** Наиболее простой фильтр-отстойник установлен у двигателей ПД-10М. К корпусу 1 (рис. 92, а) снизу при помощи дужки 10 и винта 9 с гайкой 8 прижимается стеклянный стаканчик 7. Между стаканчиком и корпусом установлены фильтрующая сетка 11 и пробковая прокладка 12.

В переходный штуцер 3 запрессована трубка 4, к которой припаяна мелкая металлическая сетка 5. При установке в бак трубка с сеткой выступает над днищем бака, поэтому топливо попадает в нее из верхних слоев, содержащих меньше механических примесей.

При открытом кранике 6 топливо проходит через сетку 5, фильтруется и по трубке 4 поступает в стеклянный стаканчик 7.

Из-за разности сечений трубки 4 и стаканчика 7 топливо теряет скорость, и его тяжелые примеси осаждаются на дно стаканчика. Очищенное топливо поступает из стаканчика через фильтрующую сетку 11 по топливопроводу в карбюратор.

У двигателей ГАЗ-52-01, ГАЗ-53, ЗИЛ-130 и других между баком и топливным насосом установлен щелевой пластинчатый фильтр-отстойник (рис. 92, б). Его фильтрующий элемент 6 состоит из набора латунных колец-пластин 11 толщиной  $0,14 \text{ мм}$  и двух опорных (верхней и нижней) пластин, надетых на стойки 7.

Фильтрующая пластина имеет два отверстия 14 для крепления на стойках, отверстия 12 для прохода очищенного топлива и выступы 13 высотой  $0,05 \text{ мм}$ . Благодаря выступам между пластинами образуются щели шириной  $0,05 \text{ мм}$ .

Топливо из бака по трубке 1 поступает в корпус 8, доверху заполняя его. Вода и крупные механические частицы оседают на дно корпуса, а топливо проходит через щели между пластинами, по отверстиям 12, образующим ряд вертикальных проходов, поступает в камеру головки 15 и по трубке 4 идет к топливному (бензиновому) насосу. Фильтрующий

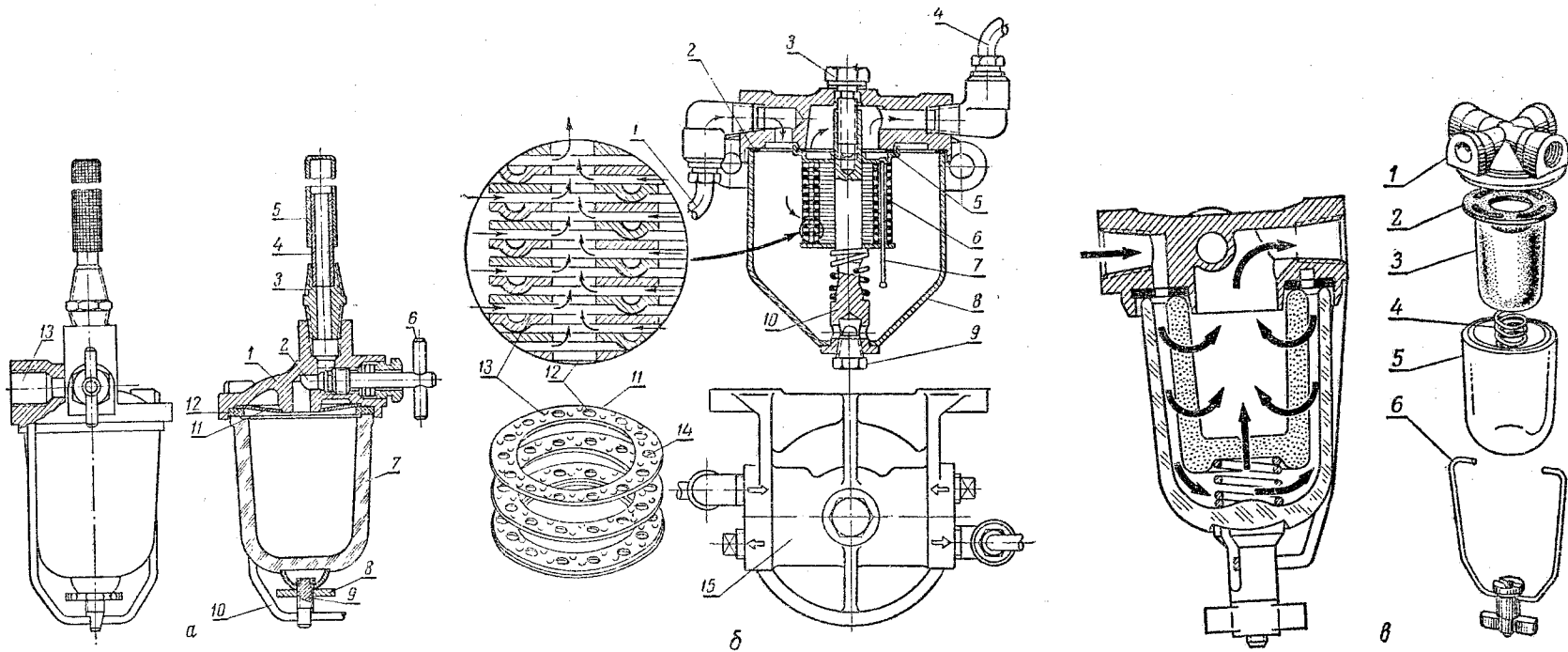


Рис. 92. Фильтры-отстойники топлива карбюраторных двигателей:

*a* — фильтр-отстойник двигателя ПД-10М: 1 — корпус; 2 — канал в корпусе; 3 — штуцер; 4 — трубка; 5 — фильтрующая сетка; 6 — краник; 7 — стеклянный стаканчик; 8 — гайка; 9 — винт; 10 — дужка; 11 — фильтрующая сетка; 12 — пробковая прокладка; 13 — отверстие для штуцера; *б* — щелевой пластинчатый фильтр-отстойник двигателей ГАЗ-52-01 и ГАЗ-53: 1 — трубка от бака; 2 — прокладка корпуса; 3 — болт; 4 — трубка к топливному насосу; 5 — прокладка; 6 — фильтрующий элемент; 7 — стойка; 8 — корпус; 9 — пробка сливного отверстия; 10 — стержень; 11 — пластина фильтрующего элемента; 12 — отверстие в пластине для прохода топлива; 13 — выступы на пластине; 14 — отверстие в пластине для стоек; 15 — головка фильтра-отстойника; *в* — фильтр-отстойник двигателя М-21А: 1 — корпус; 2 — прокладка; 3 — фильтрующий элемент; 4 — пружина; 5 — стакан; 6 — дужка.

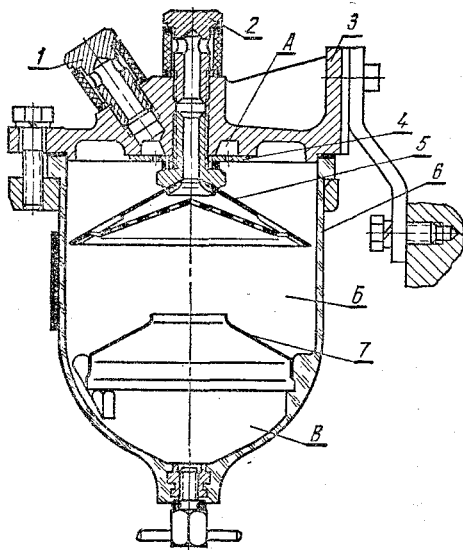


Рис. 93. Фильтр (ФГ-1) грубой очистки топлива дизелей:

1, 2 — полые болты; 3 — корпус; 4 — распределитель; 5 — фильтрующий элемент; 6 — стакан; 7 — успокоитель; А, Б, В — полости.

лива устанавливается фильтр-отстойник ФГ-1 (рис. 93), действующий следующим образом. Топливо, засасываемое подкачивающей помпой через полый болт 1 из бака, заполняет кольцевую полость А в корпусе 3 и через восемь отверстий диаметром 2 мм в распределителе 4 поступает в стакан 6. Поток топлива проходит через кольцевой зазор между фильтрующим элементом 5 и стаканом 6 и поступает в полость Б. Основная часть топлива, засасываемая помпой, резко меняет направление своего движения и проходит через сетку фильтрующего элемента 5, имеющую ячейки размером 0,1×0,1 мм. Остальная часть топлива движется вниз вдоль стенок стакана 6. Механические примеси и капли воды, имеющие больший удельный вес, стремятся сохранить прямолинейное движение и вместе с потоком топлива проходят через кольцевой зазор между успокоителем 7 и стаканом 6 в полость В отстоя. Успокоитель 7 отделяет полость В, в которой циркулирует топливо, от полости А и обеспечивает эффективную работу фильтра при вибрации, уменьшая попадание отстоя в полость Б.

На дизелях АМ-01, АМ-41 и СМД-14 устанавливаются фильтр тонкой очистки топлива типа 2ТФ (рис. 94, а). Он состоит из двух фильтрующих элементов 8, расположенных в отдельных пластмассовых корпусах 7, объединенных чугунной крышкой 11.

Фильтрующий элемент 8 представляет собой штору из специальной бумаги, помещенную в картонный цилиндр с отверстиями для прохода топлива. С целью создания максимальной поверхности очистки штора свернута в виде «гармошки». Снизу и сверху цилиндр плотно закрыт жестяными крышками. Фильтрующий элемент надет на стержень 9, один конец которого ввернут в штуцер 3, а второй закреплен в крышке 11 гайкой 14. Вверху фильтрующий элемент уплотняется войлочным кольцом 13, приклеенным к крышке, а внизу резиновым сальником 6, плотно надетым на стержень 9. Фильтрующие элементы прижимаются к крышке 11 пружиной 4.

Топливо из подкачивающей помпы поступает в оба корпуса 7 (рис. 94, б) через полый болт 21, стержень 22 трехходового крана и ка-

элемент задерживает частицы размером более 0,05 мм. Отстой из корпуса периодически сливают через отверстие, закрытое пробкой 9.

У двигателей М-21А, ГАЗ-53, ГАЗ-52-01 и ЗИЛ-130 между топливным насосом и карбюратором установлен фильтр тонкой очистки топлива, имеющий керамический фильтрующий элемент 3 (рис. 92, в).

**Фильтры очистки топлива дизелей.** У дизелей применяется двойная очистка топлива последовательно в фильтрах грубой и тонкой очистки (см. рис. 89).

Фильтр грубой очистки служит для удаления из топлива крупных механических примесей и воды, а фильтр тонкой очистки — для удаления мелких твердых частиц и воды.

На дизелях АМ-41, АМ-01, Д-50 и СМД-14 для грубой очистки топлива



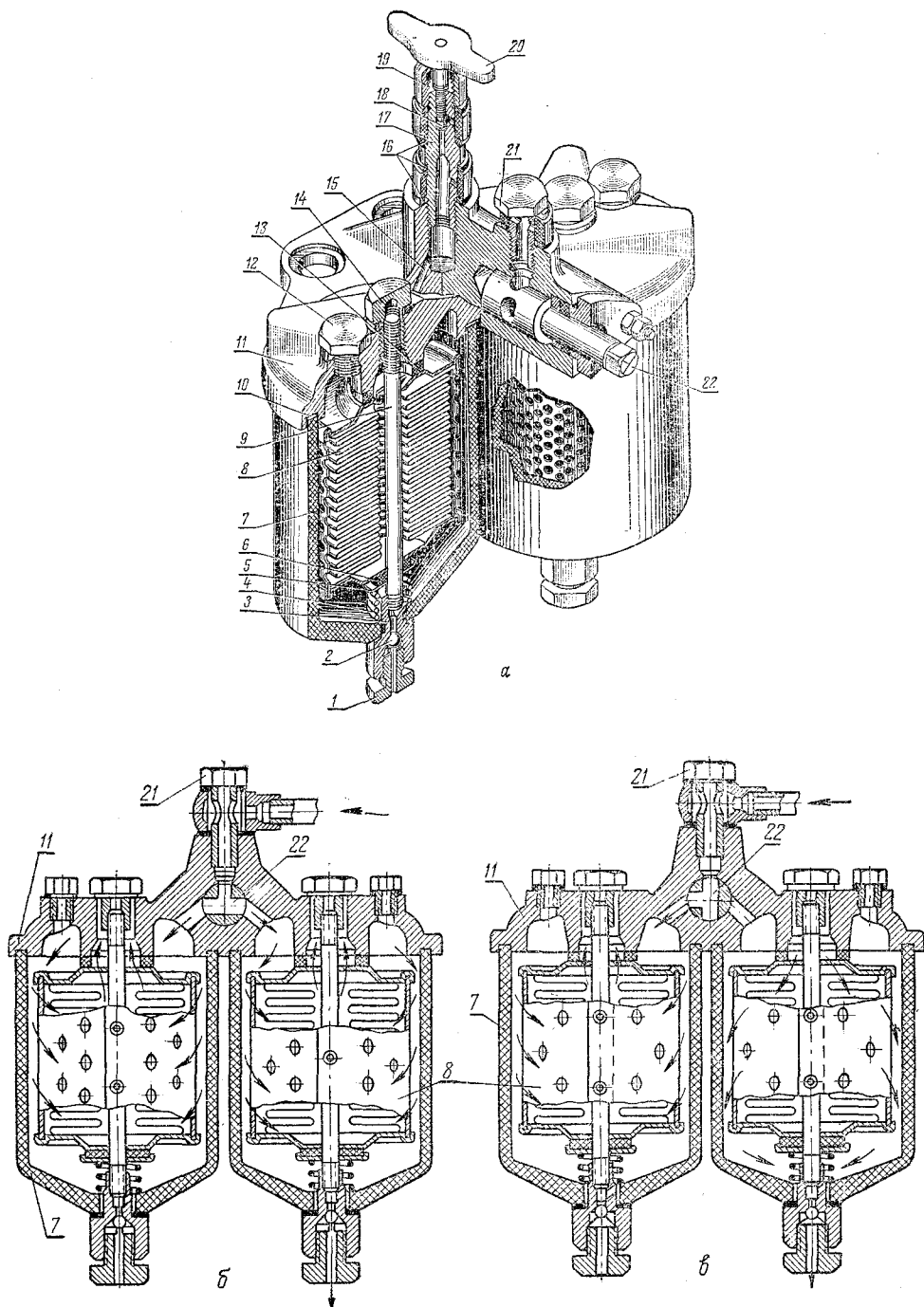


Рис. 94. Фильтр тонкой очистки топлива 2ТФ-2 дизеля СМД-14:

*а* — фильтр тонкой очистки топлива; *б* — работа фильтра; *в* — промывка правой секции фильтра; 1 — пробка; 2, 18 — шарики; 3 — штуцер; 4 — пружина; 5 — тарелка; 6 — резиновый сальник; 7 — корпус фильтра; 8 — фильтрующий элемент; 9 — стержень; 10, 16 — прокладки; 11 — крышка фильтра; 12 — болт; 13 — войлочное кольцо; 14 — стяжная гайка; 15 — канал; 17 — штуцер; 19 — гайка; 20 — рукоятка вентиля; 21 — полый болт; 22 — стержень трехходового крана.

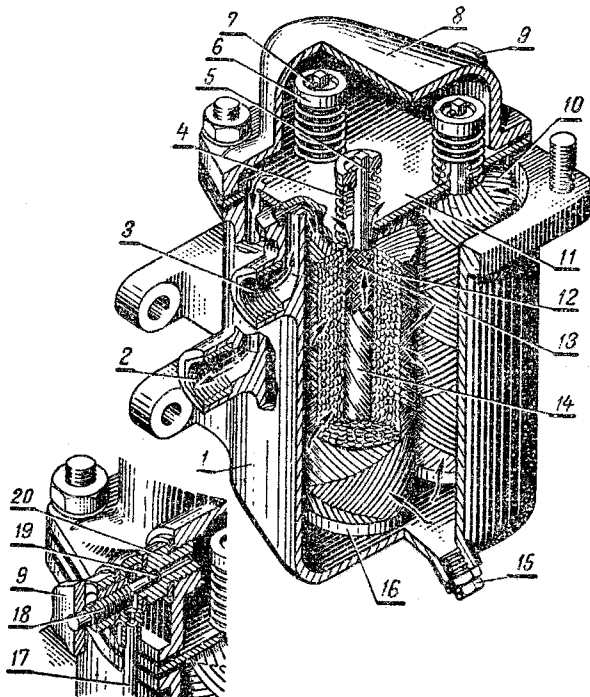


Рис. 95. Фильтр тонкой очистки топлива дизеля Д-50:

1 — корпус; 2 — отверстие для присоединения трубки, отводящей топливо; 3 — отверстие для присоединения трубки, подводящей топливо; 4 — пружина; 5 — стержень; 6, 16 — шайбы; 7 — штифт; 8 — крышка; 9 — рукоятка вентиля; 10 — фильтрующий элемент; 11 — опорная плита; 12 — намотка из пряжи; 13 — сетчатая трубка; 14 — фильтровальная бумага; 15 — пробка; 17 — трубка для выпуска воздуха; 18 — винт; 19 — запорный шарик; 20 — штуцер вентиля.

нал в крышке 11. Оба фильтрующих элемента 8 работают параллельно. Топливо, проходя через штору во внутреннюю полость элемента, очищается, а отфильтрованные примеси осаждаются на наружной поверхности шторы.

Из внутренней полости элементов 8 топливо через канал в крышке 11, штуцер 17 (рис. 94, а) вентиля и поворотный угольник поступает в топливопровод, идущий к топливному насосу.

В фильтре 2ТФ можно поочередно через каждый элемент 8 пропускать топливо в обратном направлении (рис. 94, в). В результате этого со шторы элемента смывается грязь и восстанавливается его фильтрующая способность. Воздух из фильтра удаляют, отвернув рукоятку 20 (рис. 94, а) вентиля.

Фильтр тонкой очистки топлива дизеля Д-50 имеет три фильтрующих элемента 10 (рис. 95), каждый из которых надет на стержень 5 и упирается нижним торцом в шайбу 16. Верхний конец стержня проходит через отверстие в плите 11. На конце стержня установлена пружина 4, упирающаяся нижним торцом в плиту 11, а верхним в шайбу 6, закрепленную на стержне штифтом 7.

Фильтрующий элемент представляет собой сетчатую трубку 13, обернутую фильтровальной бумагой 14, на которую плотно намотано перекрестной навивкой несколько рядов хлопчатобумажной пряжи.

Топливо под давлением от подкачивающей помпы поступает в корпус 1 и, проходя через намотку 12 из пряжи, фильтровальную бумагу 14, очищается от примесей. Отфильтрованное топливо проходит в полость под крышкой 8 и затем поступает в топливный насос. Отстой из фильтра

сливают через отверстие в корпусе 1, закрываемое пробкой 15. В крышке 8 имеется ventиль для выпуска воздуха из фильтра через трубку 17.

Фильтрующие элементы в фильтре тонкой очистки очищают топливо от частиц размером 2—3 мк.

Фильтры тонкой очистки топлива дизелей Д-37М и Д-108 устроены аналогично и работают таким же образом, как и фильтр дизеля Д-50. Они отличаются друг от друга только количеством фильтрующих элементов.

Фильтрующие элементы 10 тракторных дизелей, кроме дизелей Д-108 и Д-130, взаимозаменяемы. Фильтрующий элемент дизелей Д-108 и Д-130 под первыми верхними слоями пряжи имеет второй слой фильтровальной бумаги.

На дизеле Д-21 и с 1969 г. на дизелях Д-37М и Д-50 вместо фильтрующих элементов из хлопчатобумажной пряжи устанавливают бумажные фильтрующие элементы такие же, как и в фильтрах 2ТФ. Бумажные фильтрующие элементы характеризуются небольшим гидравлическим сопротивлением и отсутствием усадки, а по качеству очистки топлива не уступают элементам из хлопчатобумажной пряжи.

Чтобы использовать топливо, просачивающееся через зазоры форсунок, у дизелей Д-21, Д-37М, Д-50, АМ-41, АМ-01, ЯМЗ-238НБ, Д-108 и Д-130 специальная сливная трубка присоединена к топливному баку, а у дизеля СМД-14 трубки 9 (см. рис. 89) присоединяют к угольникам, ввернутым в стенки корпуса фильтра 8 тонкой очистки топлива. Для подогрева топлива в корпусе фильтра тонкой очистки у дизелей Д-108 и Д-130 корпус фильтра с одной стороны омывается горячей водой, поступающей из блок-картера. Это необходимо для облегчения фильтрации топлива в холодное время года.

К фильтрам тонкой очистки топлива дизелей СМД-14 (начиная с 1968 г.), Д-108 и Д-130 присоединен указатель давления, показывающий избыточное давление очищенного топлива. По показаниям этого прибора определяют степень засоренности фильтрующих элементов. Чем больше засорен фильтр, тем сильнее падает давление.

Конструкция указателя давления показана на рисунке 96. Топливо через штуцер 1 и небольшое отверстие 9 поступает в полость под мембраной 3. При этом мембрана прогибается вправо, перемещая штифт 8, проходящий через отверстие основания 2. Штифт поворачивает рычаг 7, конец которого связан со стрелкой 12. Таким образом, при перемещении штифта 8 стрелка 12 поворачивается и показывает на циферблате 13 избыточное давление топлива. Если действие избыточного давления прекращается, то в нулевое положение стрелку 12 возвращает пружинка 10, закрепленная на стойке мостика 11.

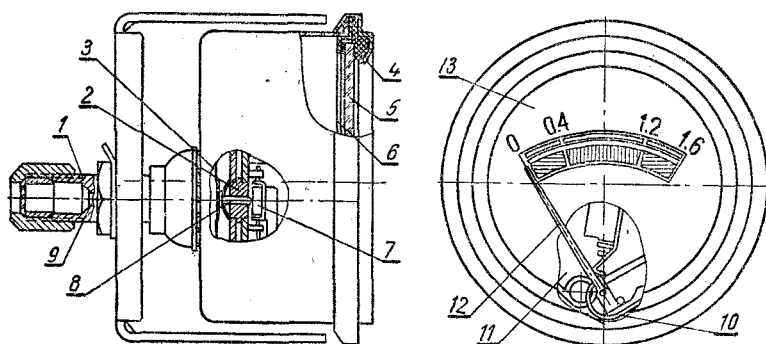


Рис. 96. Конструкция указателя давления (МД218):

1 — штуцер; 2 — основание; 3 — мембрана; 4 — резиновая прокладка; 5 — стекло;  
6 — экран; 7 — рычаг; 8 — штифт; 9 — отверстие; 10 — пружинка; 11 — мостик;  
12 — стрелка; 13 — циферблат.

На циферблате 13 имеются три зоны: первая и третья, окрашенные в красный цвет, — нерабочие, вторая (зеленая) — рабочая.

#### § 4. ПОДКАЧИВАЮЩИЕ ПОМПЫ

В карбюраторных двигателях топливо может подаваться из бака к карбюратору самотеком (под действием силы тяжести) или принудительно (насосом).

В автомобильных карбюраторных двигателях применяется принудительная подача топлива к карбюратору при помощи диафрагменного насоса. В этом случае топливный бак может быть расположен на автомобиле ниже карбюратора, в наиболее удобном месте.

В дизелях для преодоления сопротивления фильтров и топливопроводов при прохождении топлива из бака к топливному насосу в систему питания включен специальный насос, называемый подкачивающей помпой.

**Диафрагменные насосы карбюраторных двигателей.** На двигателях ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 применяются односторонние насосы (Б-9, Б-9Б, Б-9Д). Устройство и схема работы насоса Б-9 двигателя ЗИЛ-130 показаны на рисунке 97. Насос (рис. 97, а) состоит из корпуса 3, головки 10 и крышки 14, отлитых из цинкового сплава. Между корпусом и головкой винтами зажата диафрагма 11, состоящая из четырех листков лакоткани.

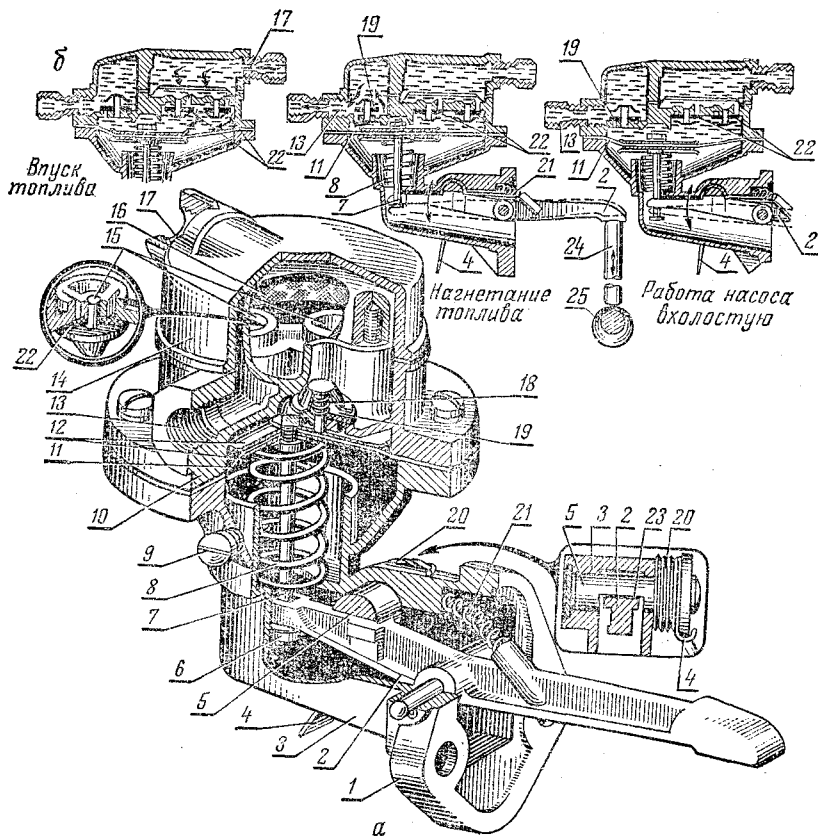


Рис. 97. Топливный насос Б-9:

а — конструкция; 5 — схема работы; 1 — фланец крепления насоса к блок-картеру; 2 — коромысло привода насоса; 3 — корпус насоса; 4 — рычаг ручной подкачки; 5 — валик; 6 — упорная шайба; 7 — толкатель; 8 — пружина; 9 — пробка; 10 — головка насоса; 11 — диафрагма; 12 — стальные шайбы; 13 — выпускное отверстие; 14 — крышка насоса; 15 — гнезда для установки впускных клапанов; 16 — фильтр; 17 — впускное отверстие; 18 — пружина клапана; 19 — нагнетательный клапан; 20 — возвратная пружина рычага ручной подкачки; 21 — возвратная пружина коромысла; 22 — впускной клапан; 23 — вырез на валике; 24 — штанга; 25 — эксцентрик распределительного вала.

Для защиты диафрагмы сверху и снизу поставлены стальные шайбы 12. В центре диафрагмы на гайке укреплен толкатель 7, на утолщенный конец которого воздействует вильчатый конец коромысла 2. Крышка 14 крепится к головке винтами. В головке насоса в гнездах 15 установлены три клапана из топливомаслостойкой резины: два впускных 22 и один нагнетательный 19. К головке клапаны прижимаются пружинами 18. Впускные клапаны защищены сетчатым фильтром 16.

При вращении распределительного вала выступ эксцентрика 25 (рис. 97, б) поднимает штангу 24 и коромысло 2, перемещает толкатель 7 и диафрагму 11 вниз. Над диафрагмой создается разрежение, поэтому впускные клапаны 22 откроются и топливо из бака поступит по отверстию 17 в пространство (камеру) над диафрагмой.

После того как выступ эксцентрика 25 уйдет из-под штанги 24, толкатель 7 будет возвращен пружиной 8 в исходное положение. Диафрагма 11 прогибается вверх, и топливо через открывшийся клапан 19 вытесняется в пространство над клапаном, откуда через отверстие 13 по топливопроводу поступает в карбюратор. Впускные клапаны 22 при этом закрыты вследствие повышенного давления в камере под диафрагмой.

Упругость пружины 8 подобрана с таким расчетом, чтобы при заполненной до нормального уровня поплавковой камере карбюратора напор подаваемого топлива не мог открыть запорной иглы карбюратора. В этом случае топливо в поплавковую камеру не подается и диафрагма с толкателем находятся в нижнем положении, а коромысло 2 качается вхолостую до тех пор, пока не откроется запорная игла карбюратора.

Для наполнения поплавковой камеры карбюратора при неработающем двигателе насос снабжен механизмом ручной подкачки, состоящим из рычага 4 и валика 5 с вырезом 23, в который входит коромысло 2. При поворачивании рычага 4 валик 5 краями вырезанной части давит на коромысло 2, перемещая диафрагму вниз. При возвращении рычага 4 в исходное положение коромысло 2 под воздействием пружины 21 также занимает первоначальное положение.

Для контроля состояния диафрагмы в насосе имеется контрольная пробка 9, ввернутая в корпус 3. Появление топлива при ее отвертывании указывает на разрыв диафрагмы.

Производительность насоса Б-9 при 1300—1400 об/мин распределительного вала составляет 140 л/ч. Она значительно превышает максимальный расход топлива.

На двигателях автомобилей ЗИЛ-130, работающих в тяжелых условиях, устанавливают насосы Б-10 и Б10Б, производительность которых больше, чем насоса Б-9. Эти насосы имеют шесть клапанов (три впускных и три выпускных), диафрагма их выполнена из прорезиненной ткани.

На двигателях ГАЗ-52-01, ГАЗ-21А и 408 устанавливаются диафрагменные насосы Б-6. Принцип действия их такой же, как и насоса Б-9.

**Подкачивающие помпы дизелей.** В дизелях Д-21, Д-37М, Д-50, СМД-14, АМ-41, АМ-01 и ЯМЗ применены подкачивающие помпы поршневого типа, а в дизелях Д-108 и Д-130 — подкачивающие помпы шестеренчатого типа.

Подкачивающие помпы поршневого типа крепятся к корпусу топливного насоса. В центральной отверстии чугунного корпуса 1 (рис. 98, а и б) помпы перемещается стальной поршень 2. Пружина 3 прижимает поршень к торцу стержня 5, противоположный торец которого упирается в ролик толкатель 7. Кроме того, на толкатель действует усилие пружины 6.

В гнезда корпуса вставлены впускной 14 и перепускной 11 клапаны, которые прижаты к гнездам пружинами 12.

Топливо к помпе подводится по топливопроводу 22, а отводится от нее по топливопроводу 10.

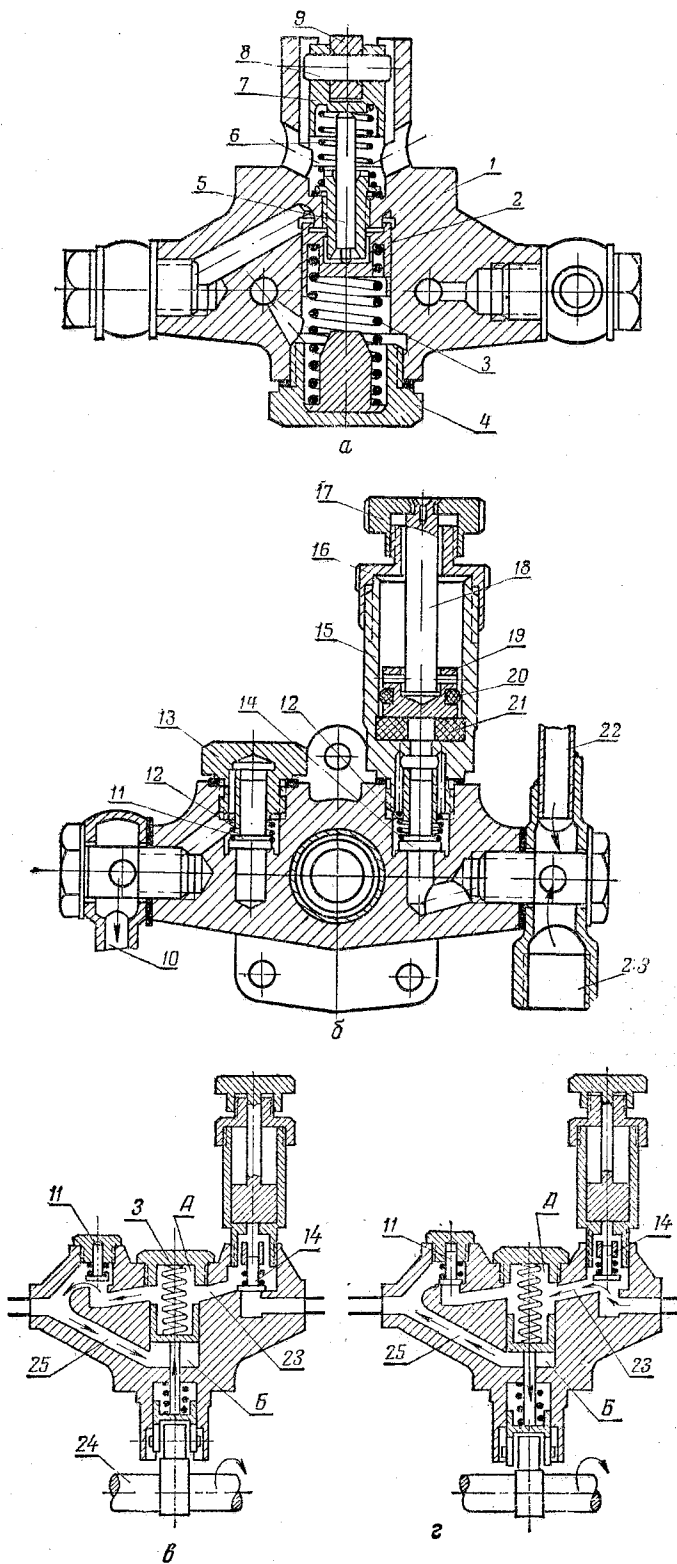


Рис. 98. Подкачивающая помпа поршневого типа дизелей Д-21, Д-37М, Д-50, СМД-14, АМ-41, АМ-01 и ЯМЗ:

*а* и *б* — конструкция; *в* и *г* — схемы действия: 1 — корпус; 2 — поршень; 3 — пружина поршня; 4 — пробка; 5 — стержень; 6 — пружина толкателя; 7 — толкатель; 8 — ось; 9 — ролик; 10, 22 — топливопроводы; 11 — перепускной клапан; 12 — пружина клапана; 13 — пробка клапана; 14 — впускной клапан; 15 — цилиндр; 16 — крышка; 17 — рукоятка; 18 — шток; 19 — поршень ручного насоса; 20 — уплотнительное кольцо; 21 — прокладка; 23, 25 — каналы; 24 — кулачковый вал топливного насоса; А, Б — полости.

При вращении кулачкового вала 24 (рис. 98, в) топливного насоса эксцентрик вала, набегаая на ролик 9 толкателя 7 (рис. 98, а), перемещает толкатель и поршень вперед (рис. 98, в). Над поршнем (в полости А) давление повышается, а под поршнем (в полости В) создается разрежение. Вследствие этого впускной клапан 14 закрывается, а перепускной 11 открывается и топливо из полости А поступает по каналу 25 в полость В.

Когда толкатель начнет сходить с эксцентрика, поршень под действием пружины 3 перемещается в обратном направлении (рис. 98, г) и над поршнем в полости А создается разрежение, а под поршнем в полости В давление увеличивается. Впускной клапан 14 открывается, и топливо по каналу 23 засасывается в полость А. Одновременно топливо, находящееся в полости В, нагнетается по каналу 25 в топливопровод 10, ведущий к фильтру.

Если по каким-либо причинам (например, вследствие загрязнения фильтра, топливопроводов и т. д.) давление за подкачивающей помпой превысит давление, создаваемое пружиной 3 ( $1,5-1,7 \text{ кг/см}^2$ ), то перемещение поршня прекратится, следовательно, прекратится и подача топлива.

Ручной подкачивающий насос, смонтированный на корпусе подкачивающей помпы, служит для заполнения топливом фильтра тонкой очистки, топливопроводов низкого давления, топливного насоса и для удаления из них воздуха, затрудняющего пуск дизеля. Он состоит из цилиндра 15 (рис. 98, б), поршня 19, штока 18 с рукояткой 17.

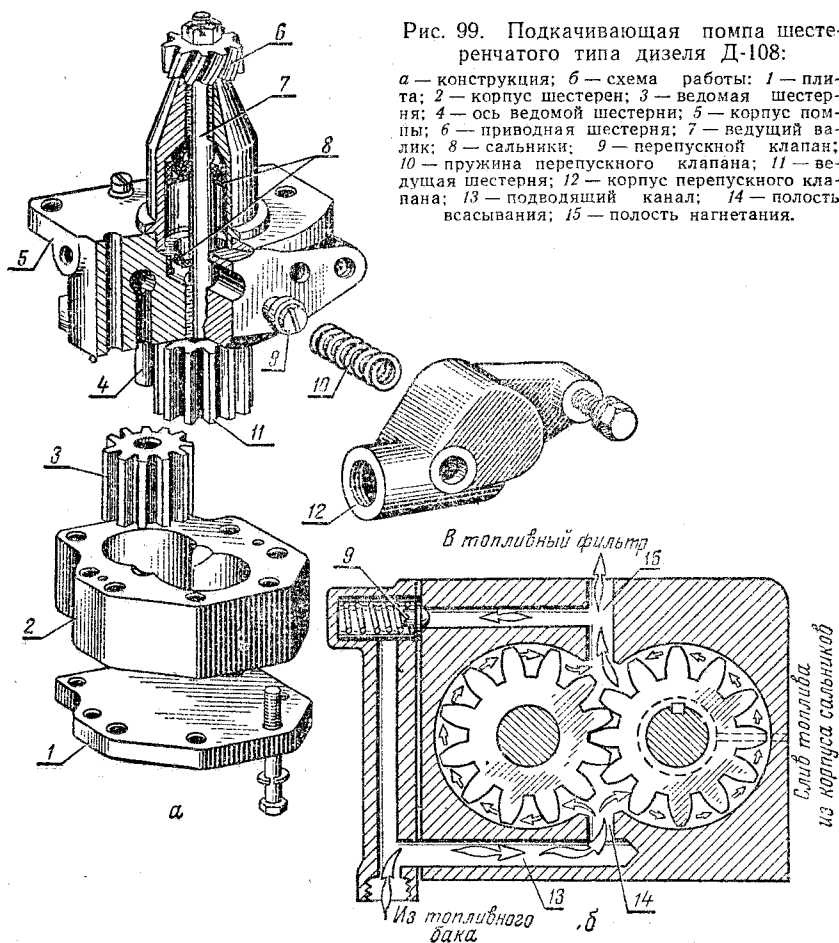


Рис. 99. Подкачивающая помпа шестеренчатого типа дизеля Д-108:

а — конструкция; б — схема работы: 1 — плита; 2 — корпус шестерен; 3 — ведомая шестерня; 4 — ось ведомой шестерни; 5 — корпус помпы; 6 — приводная шестерня; 7 — ведущий вал; 8 — сальники; 9 — перепускной клапан; 10 — пружина перепускного клапана; 11 — ведущая шестерня; 12 — корпус перепускного клапана; 13 — подводящий канал; 14 — полость всасывания; 15 — полость нагнетания.

Топливоподающую систему следует прокачивать ручным насосом при открытом вентиле фильтра тонкой очистки для удаления из этой системы воздуха. Насос работает следующим образом. При перемещении рукояткой 17 поршня 19 вверх в цилиндре 15 под поршнем создается разрежение. В результате этого открывается впускной клапан 14 и топливо засасывается в пространство под поршнем. При обратном ходе поршня (вниз) давление в пространстве под поршнем возрастает, впускной клапан закрывается, а перепускной 11 открывается и топливо из цилиндра по каналам в корпусе помпы нагнетается в фильтр.

После прокачивания топлива рукоятка 17 насоса должна быть наведена на хвостовик крышки 16 до плотного перекрытия поршнем отверстия в днище цилиндра 15. В противном случае при работе помпы через зазоры между деталями ручного подкачивающего насоса будет подсасываться воздух, что приведет к нарушению нормальной работы топливоподающей системы.

Подкачивающая помпа шестеренчатого типа дизеля Д-108 (рис. 99, а и б) установлена на нижней плоскости корпуса регулятора. Валик 7 помпы приводится во вращение шестерней 6 от шестерни на валу привода регулятора. Ведущая шестерня 11 помпы закреплена на нижнем конце валика 7 и находится в зацеплении с ведомой шестерней 3, свободно посаженной на оси 4.

Для уменьшения утечки топлива через зазор между валиком 7 и корпусом 5 помпы установлены два сальника 8. Топливо, просачивающееся через нижний сальник, отводится наружу по сливной трубке.

Топливо из бака по топливопроводу и каналу 13 поступает в полость 14. Зубья вращающихся шестерен 11 и 3 переносят топливо из полости 14 в полость 15, и оно под давлением 0,6—1,1 кг/см<sup>2</sup> по каналам в корпусе поступает в фильтр. При давлении топлива, превышающем 1,1 кг/см<sup>2</sup>, открывается клапан 9 и топливо перепускается в канал 13.

Производительность подкачивающих помп намного больше того количества топлива, которое расходует дизель при полной нагрузке. Такая производительность нужна, чтобы обеспечить бесперебойную работу дизеля при снижении оборотов коленчатого вала во время перегрузок.

#### § 5. УХОД ЗА ТОПЛИВНЫМИ БАКАМИ, ФИЛЬТРАМИ И ПОДКАЧИВАЮЩИМИ ПОМПАМИ

При заправке баков необходимо следить за тем, чтобы в них не попали вода и загрязняющие топливо частицы. Перед заправкой нужно очистить крышку и горловину бака от пыли, промыть фильтр горловины бака и прочистить отверстие в крышке для прохода воздуха. Во время работы не следует допускать полного израсходования топлива из бака, 10—12% топлива от полной емкости должно оставаться в баке.

При проведении периодических технических уходов за тракторами и автомобилями, в соответствии с заводскими указаниями, нужно слить отстой из фильтров и баков, промыть сетчатые фильтры горловин баков, набивку их крышек и фильтры грубой очистки топлива.

У тракторов и автомобилей топливные баки периодически снимают и тщательно промывают.

Уход за фильтрами ФГ-1 (рис. 93) проводится следующим образом. Отвернув болты, крепящие стакан 6, снимают его и отсоединяют фильтрующий элемент 5. Все детали промывают в дизельном топливе и собирают фильтр в последовательности, обратной разборке.

По мере засорения элементов фильтра тонкой очистки топлива их пропускная способность уменьшается. Это вызывает уменьшение подачи топлива в дизель и падение его мощности.



Фильтрующие элементы тонкой очистки топлива из хлопчатобумажной пряди следует заменять через 960 мото-часов, а бумажные — через 1500 мото-часов. При наличии манометра фильтрующие элементы заменяют, если давление топлива понижается до  $0,6 \text{ кг/см}^2$  и стрелка указателя перемещается в нерабочую (первую красную) зону.

Фильтрующие элементы, имеющие два слоя фильтровальной бумаги, могут быть использованы вторично после снятия наружных засоренных слоев пряди и первого слоя фильтровальной бумаги.

Иногда в крышке корпуса фильтра тонкой очистки обнаруживаются частицы грязи. Это происходит потому, что топливо попадает в крышку, минуя фильтрующие элементы. Подобный недостаток в работе фильтра может явиться следствием того, что фильтрующие элементы при установке перекошены, или стержни их упираются в крышку, или пружины недостаточно упруги. При сборке фильтра нужно следить за тем, чтобы фильтрующие элементы 10 (рис. 95) были параллельны между собой, чтобы они и крышка 8 плотно прилегали к плите 11.

Фильтр 2ТФ промывают через каждые 240 ч работы при максимальных холостых оборотах дизеля. Если стержень 22 трехходового крана поворачивают на  $90^\circ$  против часовой стрелки и отворачивают на несколько оборотов пробку 1 правой секции, то промывают правую секцию (рис. 94, в). При этом часть топлива проходит через штору в обратном направлении и через отверстие в пробке 1 вытекает со смывой грязью наружу. В это время левая секция продолжает очищать топливо для дизеля. Промывку производят до появления чистого топлива. Завернув пробку 1 правой секции и отвернув ее в левой секции, поворачивают стержень 22 крана на  $180^\circ$  по часовой стрелке и промывают левую секцию. Затем стержень 22 крана переводят в рабочее положение (на  $90^\circ$  против часовой стрелки).

Уменьшение или полное прекращение подачи топлива диафрагменным насосом может быть вызвано подсосом воздуха в соединениях, разрывом диафрагмы, поломкой пружины диафрагмы и неплотным закрытием клапанов. Подсос воздуха устраняют ликвидацией неплотностей в соединениях. Разорванную диафрагму и поломанную пружину заменяют. При неплотном закрытии клапанов нужно разобрать насос; клапаны, их гнезда и пружины очистить и промыть в бензине.

Неисправная работа подкачивающих помп может произойти при падении механических примесей под клапаны и при снижении жесткости пружин. Первая неисправность устраняется промывкой деталей помпы в дизельном топливе, а вторая — заменой пружин.

## Глава 10

### ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛИ, ВПУСКНЫЕ И ВЫПУСКНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ, ТУРБОКОМПРЕССОРЫ

#### § 1. ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛИ

Пыль, содержащаяся в воздухе, состоит главным образом из мельчайших частиц двуокиси кремния (кремнезема). Твердость пылинок кремнезема превышает твердость стали и других металлов, применяемых в двигателях.

Количество пыли, поступающей с воздухом в двигатель, и ее размерность зависят от типа почвы (дороги), по которой движется трактор или автомобиль, его конструкции, вида работы и метеорологических условий. Запыленность воздуха измеряется количеством граммов пыли в  $1 \text{ м}^3$  воздуха. Например, при пахоте стерни в безветренную погоду в условиях Кировской области запыленность воздуха на высоте 1,5 м от земли колеблется в пределах от 0,4 до  $0,6 \text{ г/м}^3$ .

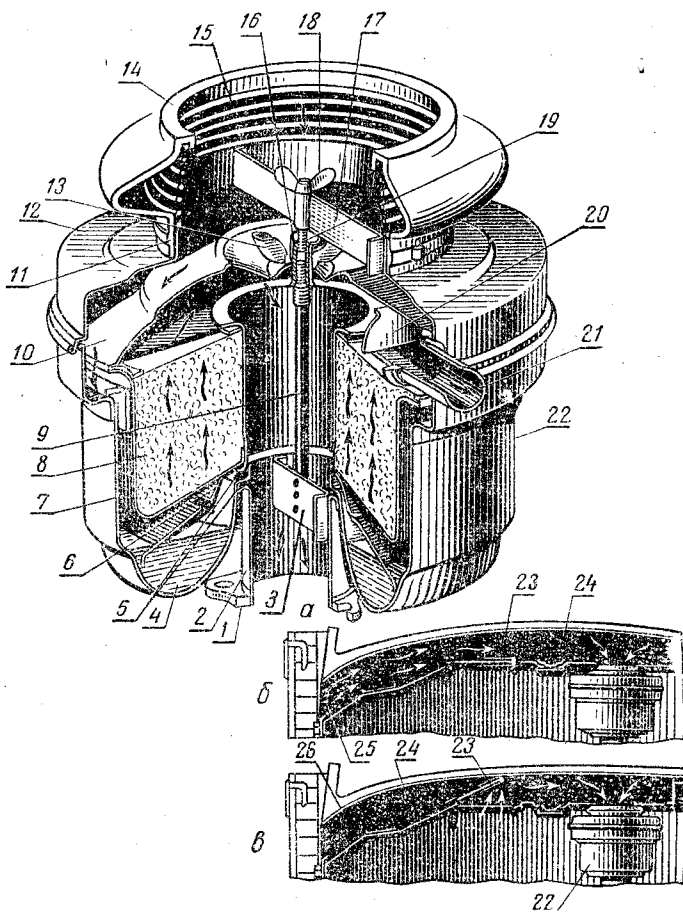


Рис. 100. Комбинированный инерционно-масляный воздухоочиститель ВМ-16 двигателя ЗИЛ-130:

*a* — конструкция; *б* — схема подачи холодного воздуха через жалюзи в капоте; *в* — схема подачи теплого воздуха из-под капота: 1 — фланец; 2 — опорный стакан; 3, 17 — поперечины; 4 — масляная ванна; 5 — уплотнительные прокладки; 6, 20 — отражатели; 7 — корпус фильтрующего элемента; 8 — фильтрующий элемент; 9 — стяжной винт; 10 — крышка фильтра; 11 — стяжная лента; 12 — переходник; 13, 18 — гайки-барашки; 14 — воздухосорбник; 15 — пружина; 16 — втулка; 19 — винт; 21 — патрубок; 22 — корпус фильтра; 23 — заслонка воздуховода; 24 — воздуховод в капоте; 25 — жалюзи; 26 — капот.

Пыль, попадая в двигатель, смешивается с маслом. Образуется абразивная смесь, которая способствует быстрому износу трущихся деталей двигателя. Поэтому воздух, используемый для приготовления горючей смеси, надо тщательно очищать от пыли. Для этого автотракторные двигатели оборудуются воздухоочистителями.

Помимо высокой степени очистки, воздухоочиститель должен обладать возможно меньшим сопротивлением, чтобы не снижать весовое наполнение цилиндров.

Работа современных автотракторных воздухоочистителей основана на следующих способах очистки воздуха: инерционном, контактном и фильтрующем. Для повышения степени очистки при каждом из этих способов может быть использовано масло для смачивания очищающих элементов.

Как правило, в одном воздухоочистителе применяется несколько способов очистки. Такие воздухоочистители называются *комбинированными*. Они обеспечивают наилучшую очистку и поэтому получили наибольшее распространение.

На автомобильные двигатели, а также на пусковой двигатель П-23 устанавливаются комбинированные инерционно-масляные воздухоочистители с двухступенчатой очисткой воздуха.

Воздухоочиститель ВМ-16 (двигателя ЗИЛ-130) крепится к карбюратору фланцем 1 (рис. 100, а) опорного стакана 2. В корпусе 22 фильтра находится масляная ванна 4, над которой помещен отражатель 6 с окнами. Корпус 22 установлен на опорном стакане 2. В корпусе 7 расположен фильтрующий капроновый элемент 8. Корпуса 22 и 7 и крышка 10 соединены с опорным стаканом 2 стяжным винтом 9 и гайкой-барашком 13, которая приварена к резьбовой втулке 16. На корпус 22 надет переходник 12 с резиновым воздухоборником 14. Внутри воздухоборника установлена пружина 15, растягивающая его. Переходник 12 крепится к корпусу 22 винтом 19 и гайкой-барашком 18.

Подвод воздуха к фильтру осуществляется по специальному воздушному каналу (воздуховоду) 24 под капотом 26. К центральному отверстию воздуховода прижат воздухоборник 14. Воздуховод имеет заслонку 23. Если заслонка не прикрывает воздуховод (рис. 100, б), то воздух поступает в воздухоочиститель через жалюзи 25 в капоте 26. Когда заслонка перекрывает воздуховод, воздух направляется в воздухоочиститель из подкапотного пространства (рис. 100, в), что облегчает пуск и прогрев двигателя в холодную погоду.

Вследствие разрежения во впускном трубопроводе при работе двигателя воздух через воздухоборник 14 поступает в кольцевую щель между корпусами 22 и 7. Ударяясь о поверхности масла и отражателя 6, воздух, захватывая частицы масла, резко меняет направление движения и проходит через фильтрующий элемент 8 и стакан 2 в карбюратор.

Первый раз очистка воздуха от пыли происходит при перемене направления движения воздуха перед входом его в фильтрующий элемент. Здесь наиболее тяжелые частицы, не успевая изменить направление движения, остаются на поверхности масла и отражателя и впоследствии оседают на дно масляной ванны.

Второй раз воздух очищается, проходя через фильтрующий элемент, который задерживает мелкие частицы пыли и воды. Частицы масла, находящиеся в воздухе, пропитывают фильтрующий элемент. Излишки масла, смешанные с пылью, стекают на отражатель, а затем в масляную ванну.

Часть очищенного воздуха по патрубку 21 поступает в компрессор. Для того чтобы масло не попало в компрессор, перед патрубком установлен отражатель 20.

В корпус 22 заливают 0,65 л масла, которое применяется для двигателя.

Воздухоочистители некоторых автомобильных двигателей имеют специальные приспособления для глушения шума, возникающего при всасывании воздуха.

На многие дизели устанавливают комбинированные воздухоочистители, использующие инерционный сухой и инерционный контактно-масляный способы очистки. Такой воздухоочиститель (дизель Д-50) показан на рисунке 101, а. Работает он так.

Воздух под действием разрежения, возникающего при такте впуска в цилиндрах дизеля, засасывается в сухой инерционный очиститель через отверстия 4 и, проходя между лопастями завихрителя 5, получает вращательное движение (10—12 тыс. об/мин). Под действием центробежной силы тяжелые частицы пыли отлетают к стенкам корпуса 7 и через окна 8 выбрасываются наружу. В таком очистителе задерживается по весу до 60% пыли, поступившей с воздухом. Воздух, продолжая двигаться по спирали, перемещается с большой скоростью вниз. Выходя из трубы, воздух ударяется о масло, находящееся в чашке 16 съемного поддона 15.

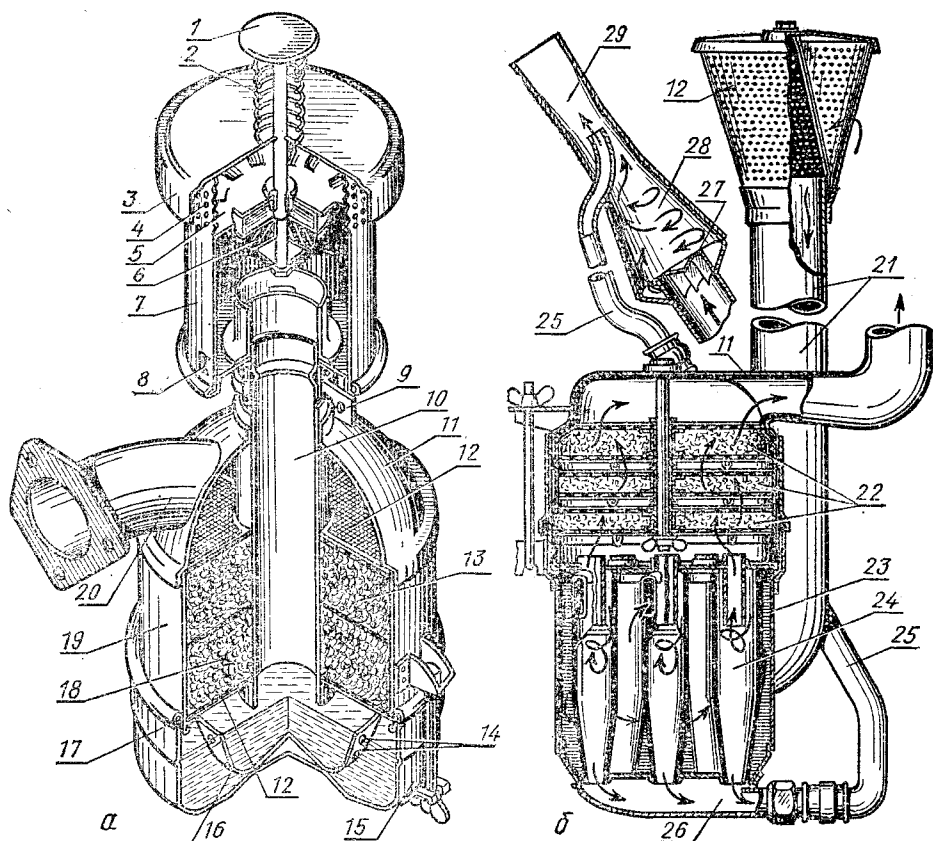


Рис. 101. Комбинированные воздухоочистители дизелей Д-50 и СМД-14:

*а* — дизеля Д-50; *б* — дизеля СМД-14; 1 — кнопка клапана для перекрытия впускной трубы; 2 — пружина; 3 — крышка; 4, 14 — отверстия; 5 — завихритель; 6 — клапан; 7 — корпус сухого инерционного очистителя; 8 — окно; 9 — хомут; 10 — центральная труба; 11 — головка воздухоочистителя; 12 — сетка; 13, 18 — фильтрующие элементы из капроновой нити; 15 — поддон; 16 — чашка; 17 — уплотнение поддона; 19 — корпус воздухоочистителя; 20 — воздухоотводящий патрубок; 21 — воздухозаборная труба; 22 — кассеты; 23 — кожух; 24 — циклон; 25 — трубка отсоса пыли; 26 — бункер; 27 — крыльчатка искрогасителя; 28 — искрогаситель; 29 — эжектор.

Когда дизель работает, масла в чашке 16 нет, так как сразу после запуска дизеля поток воздуха вытесняет из нее масло. Однако за счет повышения уровня масла в поддоне 15 внутренняя поверхность чашки 16 покрывается маслом, переливающимся через ее края. В верхней части чашки 16 имеется шесть небольших отверстий 14, расположенных по окружности, а в нижней части — одно такое же отверстие.

Вращательное движение воздуха в чашке и резкое изменение его направления способствуют выделению из воздуха части пыли, которая прилипает к поверхности чашки. Масло, постепенно перемещаясь по стенке чашки через отверстия в ней, поступает в поддон, и пыль оседает на его дно. Воздух, проходя через сравнительно малые отверстия чашки, вспенивает и распыливает масло в поддоне. При этом воздух оставляет в масле частицы пыли и захватывает частицы распыленного масла. Затем воздух и частицы масла проходят через два фильтрующих элемента 18 и 13 из капроновой путаной нити. Масло смачивает поверхность нитей, а воздух, соприкасаясь с этим маслом, очищается от оставшихся частиц пыли, которые оседают на поверхностях нитей. Постепенно частицы масла укрупняются и стекают вместе с пылью в поддон. Очищенный воздух по патрубку 20 и впускному трубопроводу поступает в цилиндры дизеля.

В нижнем фильтрующем элементе 18 диаметр капроновых нитей больше и плотность их укладки меньше, чем в верхнем фильтрующем элементе 13.

Фильтрующие элементы плотно прилегают к трубе 10 и внутренней поверхности корпуса 19 и от перемещений в корпусе удерживаются металлическими сетками 12.

При остановке дизеля масло через отверстия 14 заполняет чашку 16.

Воздухоочиститель дизеля Д-37М отличается от воздухоочистителя дизеля Д-50 тем, что над масляным поддоном имеется экранирующий элемент из капроновой путаной нити, потом — воздушная камера высотой 35 мм, за которой находятся два пенополиуретановых фильтрующих элемента различной пористости. По направлению движения воздуха сначала расположена пластина с крупными, а вслед за ней — пластина с мелкими порами.

На дизелях СМД-14 и АМ-01 установлен комбинированный воздухоочиститель с двумя ступенями очистки. Первая использует сухой инерционный способ очистки с эжекторным удалением пыли отработавшими газами, а вторая — фильтрующий и контактно-масляный способы. Воздух попадает в циклоны 24 (рис. 101, б), пройдя через сетку 12, трубу 21 и входной патрубок, расположенный по касательной к кожуху 23 циклонов. Такое расположение патрубков создает вращательное движение воздуха, и частицы пыли отбрасываются к стенкам циклонов 24, а затем опускаются в нижнюю часть корпуса — бункер 26. Отработавшие газы, проходя по эжектору 29 с большой скоростью, создают разрежение в трубке 25. В результате пыль отсасывается из бункера и уносится отработавшими газами в атмосферу. Выходящий из циклонов воздух проходит через три кассеты 22 из проволочной путанки, смоченной при сборке маслом, и, дополнительно очистившись, поступает в цилиндры дизеля.

Отражатель, помещенный над циклонами 24, равномерно распределяет воздух, выходящий из циклонов, по поверхности кассет и препятствует попаданию масла с кассет в циклоны. На поверхности отражателя, покрытой масляной пленкой, задерживается часть пыли.

## § 2. ВПУСКНЫЕ И ВЫПУСКНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ

По впускному трубопроводу горячая смесь от карбюратора (у карбюраторных двигателей) и воздух от воздухоочистителя (у дизелей) поступает в цилиндры. По выпускному трубопроводу отработавшие газы отводятся из цилиндров.

Впускные и выпускные трубопроводы изготовляют из чугуна в виде одной общей или двух отдельных отливок. У ряда двигателей (например, ЗИЛ-130, ГАЗ-53) впускные трубопроводы отлиты из алюминиевого сплава. В некоторых конструкциях отдельно отлитые трубопроводы скрепляют между собой болтами. Фланцами патрубков выпускные трубопроводы на металлоасбестовой прокладке, а впускные — на паронитовой присоединены к блок-картеру или к головке цилиндров при помощи шпилек и гаек.

Впускные и выпускные трубопроводы должны иметь такие формы и сечения, чтобы сопротивление движению газа было минимальным и горячая смесь (или воздух) равномерно распределялась по цилиндрам.

Для лучшего испарения топлива и предотвращения его конденсации горячая смесь перед поступлением в карбюраторный двигатель подогревается теплом отработавших газов или жидкости из системы охлаждения. Для этой цели часть впускного трубопровода выполнена с двойными стенками, между которыми циркулируют отработавшие газы или жидкость из системы охлаждения.

Подогрев может быть нерегулируемый (двигатель ЗИЛ-130) и регулируемый (например, ГАЗ-52-01, ГАЗ-21А). Необходимая степень по-

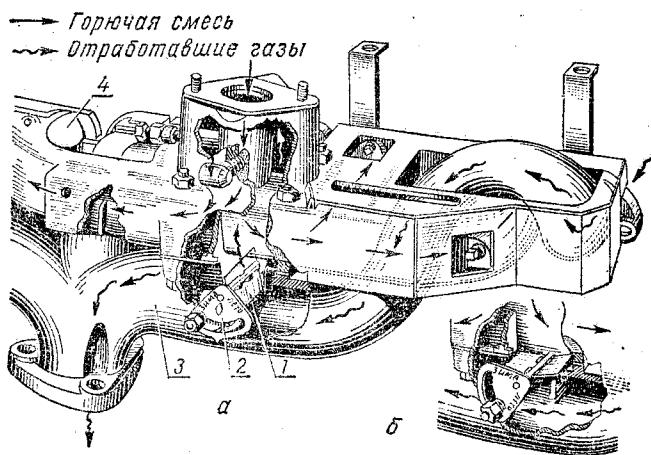


Рис. 102. Впускной и выпускной трубопроводы с ручным регулированием подогрева горючей смеси (двигатель ГАЗ-52-01): а — полный подогрев («зима»); б — подогрев выключен («лето»); 1 — заслонка; 2 — сектор; 3 — выпускной трубопровод; 4 — впускной трубопровод.

догрева зависит от сорта применяемого топлива, температуры внешней среды и нагрузки двигателя. Повышение температуры горючей смеси и, следовательно, ее расширение уменьшает весовое наполнение цилиндров. Поэтому целесообразно изменять интенсивность подогрева смеси, увеличивая подогрев при холодном двигателе, а также на частичных нагрузках и постепенно снижая его по мере прогрева двигателя и увеличения нагрузки.

В двигателе ГАЗ-52-01 (рис. 102, а) подогрев смеси регулируется вручную заслонкой 1, установленной в выпускном трубопроводе 3. Для этого на наружном конце оси заслонки укреплен сектор 2. Сектор может устанавливаться в двух положениях: у метки с надписью «зима» — заслонка открыта, у метки с надписью «лето» — заслонка закрыта. При закрытой заслонке отработавшие газы в рубашку подогрева не поступают (рис. 102, б) и подогрев горючей смеси прекращается.

В двигателе ГАЗ-21А регулирование подогрева (положение заслонки) осуществляется автоматически при помощи биметаллической спиральной пружины. Степень открытия заслонки зависит от нагрева пружины.

В двигателях 408, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 впускной трубопровод подогревается горячей водой из системы охлаждения. Для этого трубопровод имеет двойные стенки, пространство между которыми заполнено водой, проходящей из головки цилиндров в радиатор.

У некоторых дизелей с пусковыми карбюраторными двигателями воздух во впускных трубопроводах подогревается при пуске дизеля теплом отработавших газов пускового двигателя. Это облегчает пуск дизеля, особенно при низких температурах окружающего воздуха.

Отработавшие газы при выходе из цилиндров обладают повышенным давлением и большой скоростью. Если такой газ выпускать непосредственно в атмосферу, то он, быстро расширяясь, вызовет сильный шум. Поэтому отработавшие газы до выхода в атмосферу пропускают через глушитель, действие которого основано на уменьшении скорости и давления газов.

Глушитель двигателей ГАЗ-52-01 и ГАЗ-53 (рис. 103) состоит из корпуса 6, трубы 4 с большим количеством отверстий (просечек) 3, двух перегородок 2, переднего 7 и заднего 1 днищ. Все детали глушителя выполнены из листовой стали и сварены между собой. Отработавшие газы

при движении по трубе 4 проходят через отверстия 3 в камере 5 корпуса 6. При этом газы расширяются, их давление, температура и скорость движения снижаются. Вследствие этого уменьшается шум при выпуске газов. Когда давление в трубе 4 становится меньше, чем в камере 5, газы поступают обратно в трубу и затем выходят в атмосферу.

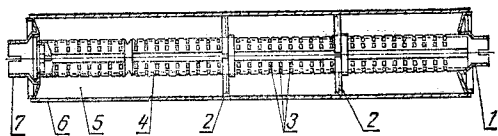


Рис. 103. Глушитель двигателя ГАЗ-53:  
1 — заднее днище; 2 — перегородки; 3 — отверстия (просечки); 4 — труба; 5 — камера; 6 — корпус; 7 — переднее днище.

Для уменьшения пожарной опасности выпускные трубопроводы двигателей тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин направлены вверх и снабжены искрогасителями.

На выпускной трубопровод дизеля Д-50 установлен искрогаситель-глушитель вихревого типа (рис. 104). Он работает следующим образом. Отработавшие газы, проходя между лопастями завихрителя 8, получают вращательное движение. При этом более тяжелые частицы горячей сажи под действием центробежной силы отбрасываются к стенкам корпуса 4. Ударяясь в направляющую чашу 5, они меняют направление движения и падают в отсек 7, а отработавшие газы попадают в пространство А, которое сообщается с атмосферой через щели 3. При переходе из сравнительно большого объема в узкие щели, а затем из щелей в атмосферу скорость газа резко изменяется. Это способствует полному гашению искр, не попавших в отсек 7, и уменьшает шум при выпуске.

У дизелей СМД-14 и АМ-01 искрогаситель 28 (рис. 101, б) размещается в выпускном трубопроводе перед эжектором 29.

### § 3. НАДДУВ ДВИГАТЕЛЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРОМ

Значительное повышение литровой и удельной поршневой мощностей можно получить при помощи наддува, то есть подачи свежего заряда в цилиндр под давлением.

В § 6 главы 3 рассмотрена работа двухтактного дизеля с наддувом от приводного нагнетателя. В автотракторных двигателях в последние годы широкое применение получил турбонаддув, позволяющий использовать энергию отработавших газов, что улучшает экономичность двигателя. Для осуществления турбонаддува применяются турбокомпрессоры (рис. 105), состоящие из одноступенчатого компрессора (центробежного нагнетателя) 5 и радиальной центробежной газовой турбины 6.

Работает турбокомпрессор следующим образом. Отработавшие газы, пройдя по выпускному трубопроводу 2, попадают через сопловой аппарат 3 на лопатки рабочего колеса турбины 6, вращая его вместе с валом 7, а затем по трубопроводу 4 отводятся в атмосферу. Рабочее колесо турбины 6 закреплено на одном валу 7 с рабочим колесом центробежного нагнетателя 5. Вращаясь, колесо нагнетателя засасывает воздух из атмосферы через воздухоочиститель и под избыточным

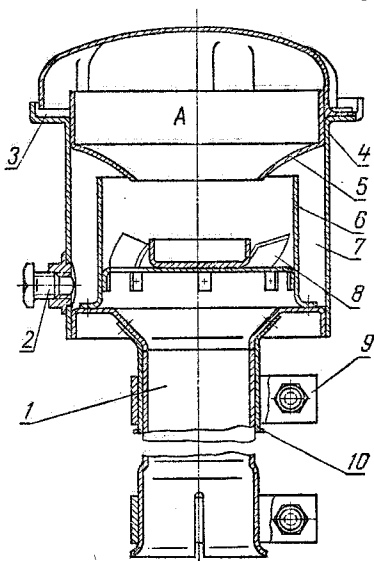


Рис. 104. Искрогаситель дизеля Д-50:

1 — выпускной трубопровод; 2 — пробка; 3 — щель; 4 — корпус; 5 — направляющая чаша; 6 — направляющий цилиндр; 7 — направляющий стакан; 8 — завихритель; 9 — хомут; 10 — патрубок.

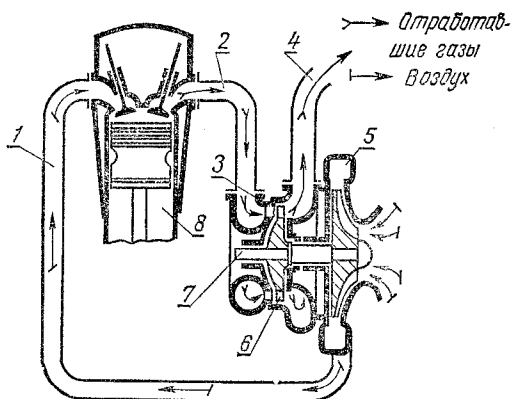


Рис. 105. Схема работы турбокомпрессора дизеля:

1 — воздушный трубопровод; 2, 4 — трубопроводы отработавших газов; 3 — сопловой аппарат; 5 — компрессор (центробежный вращатель); 6 — газовая турбина; 7 — вал; 8 — цилиндр.

давлением нагнетает его по трубопроводу 1 в цилиндры 8 дизеля, увеличивая наполнение их воздухом.

Турбокомпрессоры, работающие по такой схеме, установлены на дизелях ЯМЗ-238НБ, Д-130, СМД-17К и СМД-18К.

Турбокомпрессор СМД-ТКР-11Н дизелей СМД-17К и СМД-18К устроен следующим образом. К среднему корпусу 1 (рис. 106), отлитому из алюминиевого сплава, с одной стороны крепится корпус 3 компрессора, изготовленный из того же сплава, а с другой — чугунный корпус 12 турбины, имеющий фланец для присоединения к выпускному трубопроводу.

Внутри корпуса 12 турбины установлена чугунная вставка 16, соединенная штифтами с сопловым венцом 13 из легированной жаропрочной стали. В корпусе 3 компрессора на шпильках крепится вставка 4 с

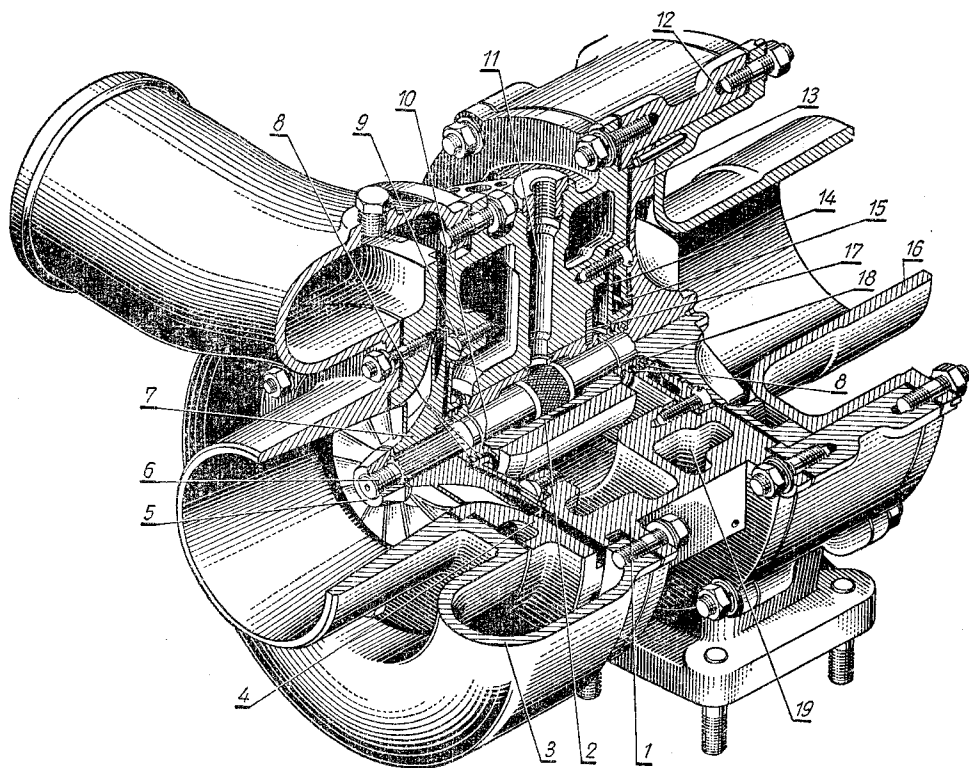


Рис. 106. Турбокомпрессор СМД-ТКР-11Н дизелей СМД-17К и СМД-18К:

1 — средний корпус; 2 — втулка; 3 — корпус компрессора; 4 — вставка компрессора; 5 — гайка; 6 — вал с колесом турбины; 7 — колесо компрессора; 8 — уплотнительные кольца; 9 — диск уплотнения компрессора; 10, 18 — втулки; 11 — канал для подвода масла; 12 — корпус турбины; 13 — сопловой венчик; 14 — диск уплотнения турбины; 15 — экран уплотнения; 16 — вставка турбины; 17 — стопорная планка; 19 — водяная рубашка.



лопаточным диффузором. Между фланцами корпусов установлены прокладки.

Ротор (вращающаяся часть) турбокомпрессора состоит из рабочего колеса турбины и приваренного к нему вала 6, рабочего колеса 7 компрессора, установленного на шлицах на валу 6 и закрепленного гайкой 5, втулок 10 и 18. Рабочее колесо турбины отлито из легированной жаропрочной стали, а рабочее колесо компрессора — из алюминиевого сплава.

Вал ротора вращается во втулке 2, изготовленной из высокооловянистой бронзы. Она устанавливается в центральной бобышке среднего корпуса 1 с зазором 0,06—0,10 мм. Слой масла, попадающий в этот зазор, образует упругую подвеску подшипника, улучшающую его работу. От осевого перемещения и вращения втулка удерживается планкой 17.

В верхней части среднего корпуса 1 имеется радиальный канал 11, по которому масло подводится к подшипнику из корпуса сливного клапана (дизель СМД-17К) или центрифуги (дизель СМД-18К). Перед поступлением в канал 11 масло очищается в дополнительном фильтре с ленточно-щелевым фильтрующим элементом. Из турбокомпрессора масло сливается в поддон картера через маслоотводящую трубку.

Детали турбокомпрессора охлаждаются водой, поступающей из системы охлаждения двигателя в водяную рубашку 19 среднего корпуса 1. Вода направляется в водяную рубашку 19 из канала в блок-картере и отводится в верхний патрубок радиатора.

Чтобы отработавшие газы и воздух не попадали с маслом в зазоры и канал 11, а в турбину и компрессор не проникало масло, в турбокомпрессоре применены контактные уплотнения. Они состоят из уплотнительных колец 8, установленных в канавках втулок 10 и 18, и дисков 9 и 14, к которым наружной поверхностью прижаты кольца 8. Со стороны турбины дополнительно устанавливается экран 15 уплотнения.

При номинальной скорости вращения вала дизеля ротор турбокомпрессора делает 40 тыс. об/мин. Вращаясь, колесо компрессора засасывает через воздухоочиститель воздух и нагнетает его под избыточным давлением 0,4—0,5 кг/см<sup>2</sup> по впускному трубопроводу в цилиндры дизеля.

На двигателях с турбокомпрессорами применяют воздухоочистители, обладающие большой пропускной способностью и более высокой степенью очистки воздуха. На дизеле ЯМЗ-238НБ имеются две пары воздухоочистителей, через каждую из которых последовательно проходит воздух.

#### § 4. УХОД ЗА ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛЯМИ, ВПУСКНЫМИ И ВЫПУСКНЫМИ ТРУБОПРОВОДАМИ И ТУРБОКОМПРЕССОРОМ

Уход за воздухоочистителем и впускными трубопроводами заключается в сохранении герметичности всех мест соединения деталей воздухоподводящей системы, периодической промывке фильтрующих элементов, проверке уровня масла в поддоне воздухоочистителя.

Промывают фильтрующие элементы в керосине или дизельном топливе по мере надобности, однако не реже чем через каждые 240 ч работы (для тракторных двигателей). После промывки фильтрующие элементы нужно смочить в масле и дать излишку масла стечь.

Кассеты циклонного воздухоочистителя дизелей СМД-14, АМ-41 и АМ-01 промывают таким же образом, только через каждые 60 ч работы.

По мере поглощения пыли очистительная способность масла уменьшается, поэтому при ежесменном техническом уходе нужно проверить степень загрязненности масла в поддоне воздухоочистителя и в случае сильного загрязнения заменить его. Если окружающий воздух содержит большое количество пыли, проверка необходима и в середине смены.

Поддон воздухоочистителя заполняют до уровня, указанного на его стенке, свежим или отстоянным и профильтрованным отработавшим

маслом, которое употребляется для смазки двигателя. Зимой у дизелей масло нужно разбавлять на одну треть по объему дизельным топливом.

Герметичность воздухоподводящей системы рекомендуется проверять при ежемесячном техническом уходе. Для этой цели в двигателе, работающем на средних оборотах, нужно плотно закрыть отверстие, по которому воздух поступает в воздухоочиститель. Двигатель должен быстро остановиться. В воздухоочистителе дизеля Д-50 поступление воздуха прекращают, нажав до отказа кнопку 1 (рис. 101, а) клапана, тем самым перекрыв впускную трубу.

Уход за впускными и выпускными трубопроводами и турбокомпрессором включает в себя периодическую подтяжку их креплений и соединений. Выпускные трубопроводы и искрогасители следует периодически очищать от нагара.

## Глава 11 КАРБЮРАТОРЫ

### § 1. СХЕМА РАБОТЫ ПРОСТЕЙШЕГО КАРБЮРАТОРА

Процесс приготовления горючей смеси называется *карбюрацией*, а прибор, в котором этот процесс осуществляется, — *карбюратором*. Работа современных карбюраторов основана на использовании принципа пульверизации (распыление жидкости).

Простейший карбюратор (рис. 107) состоит из поплавковой камеры 1 с поплавком 2, запорной иглы 12, жиклера 3 с распылителем 4, диффузора 8, дроссельной 6 и воздушной 10 заслонок и смесительной камеры 7.

Поплавковая камера, поплавок и запорная игла необходимы для поддержания постоянного уровня топлива в распылителе. Отверстием 11 поплавковая камера сообщается с атмосферой.

Жиклер 3 представляет собой калиброванное отверстие в пробке или трубке. В карбюраторах он предназначен для дозирования топлива, воздуха или эмульсии — топлива, насыщенного пузырьками воздуха.

Диффузор 8 — это участок патрубка карбюратора, сечение которого вначале постепенно уменьшается, а затем увеличивается.

Распылитель 4 — это трубка, сообщающая диффузор 8 с поплавковой камерой 1.

Смесительная камера 7 представляет собой часть патрубка карбюратора от диффузора 8 до оси дроссельной заслонки 6.

В простейшем карбюраторе топливо из бака по топливопроводу поступает в поплавковую камеру 1 и заполняет ее. Когда уровень топлива в поплавковой камере достигает требуемого предела, поплавок 2 прижимает запорную иглу 12 к ее седлу и поступление топлива в поплавковую камеру пре-

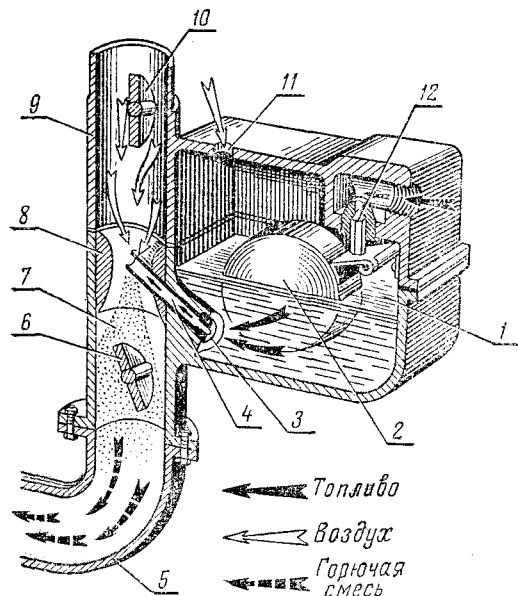


Рис. 107. Схема работы простейшего карбюратора:

1 — поплавковая камера; 2 — поплавок; 3 — жиклер; 4 — распылитель; 5 — впускной трубопровод двигателя; 6 — дроссельная заслонка; 7 — смесительная камера; 8 — диффузор; 9 — патрубок; 10 — воздушная заслонка; 11 — отверстие в поплавковой камере; 12 — запорная игла.

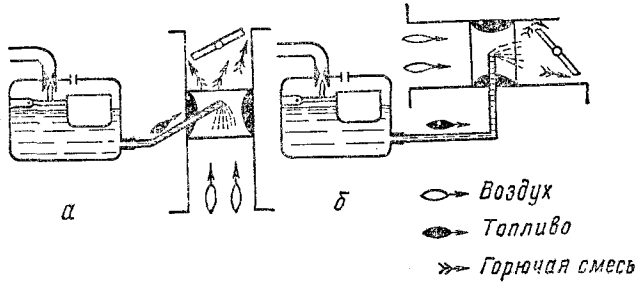


Рис. 108. Схема карбюратора с восходящим (а) и с горизонтальным (б) потоками горючей смеси.

кращается. При понижении уровня поплавков опускается и игла вновь открывает доступ топливу в поплавковую камеру.

Из поплавковой камеры топливо через жиклер 3 поступает в распылитель 4, выходное отверстие которого находится в суженной части (горловине) диффузора 8. Чтобы топливо не вытекало из распылителя при неработающем двигателе, выходное отверстие распылителя расположено на 1—2 мм выше уровня топлива в поплавковой камере.

Во время такта впуска при открытой воздушной заслонке 10 разрежение из цилиндра передается через впускной трубопровод 5 в смесительную камеру 7 и диффузор 8 и вызывает в них движение воздуха. Величина разрежения в смесительной камере и диффузоре может регулироваться дроссельной 6 и воздушной 10 заслонками.

Воздух, всасываемый в цилиндр двигателя, последовательно проходит через воздухоочиститель, патрубок 9 и диффузор 8. Так как проходное сечение в горловине диффузора уменьшается, то скорость воздуха в ней возрастает и разрежение увеличивается. Вследствие разницы между атмосферным давлением в поплавковой камере и давлением в диффузоре топливо вытекает из распылителя. Струи воздуха движутся через диффузор со скоростью, примерно в 25 раз большей скорости капель топлива, поступающих из распылителя. Поэтому капли топлива распыливаются на более мелкие частицы и, смешиваясь с воздухом, образуют горючую смесь, которая подается в цилиндр двигателя.

В результате распыливания поверхность соприкосновения частиц топлива с воздухом увеличивается, топливо интенсивно испаряется.

Приготовленная карбюратором горючая смесь неоднородна: она состоит из смеси паров и капелек неиспарившегося топлива с воздухом. Для обеспечения более полного испарения топлива впускной трубопровод обычно подогревают отработавшими газами или жидкостью из системы охлаждения. Загрязнение воздухоочистителя вызывает повышение разности давлений в поплавковой камере и диффузоре (увеличение разрежения в диффузоре) и, следовательно, повышение расхода топлива через жиклер 3. Для устранения этого недостатка у многих карбюраторов поплавковая камера сообщается не с атмосферой, а с входным патрубком 9 карбюратора. Такая поплавковая камера называется *балансирующей* (уравновешенной).

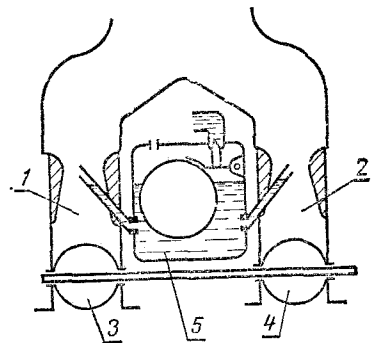


Рис. 109. Схема двухкамерного карбюратора с параллельным открытием дроссельных заслонок: 1, 2 — смесительные камеры; 3, 4 — дроссельные заслонки; 5 — поплавковая камера.

По направлению потока воздуха, а затем и горючей смеси карбюраторы бывают с восходящим (рис. 108, а), падающим (рис. 107) и горизонтальным (рис. 108, б) потоками. Наибольшее распространение (на всех автомобильных двигателях) получили карбюраторы с падающим потоком. При установке их на двигатели улучшается наполнение цилиндров и облегчается доступ к отдельным деталям карбюратора.

В зависимости от количества смесительных камер (главных воздушных трактов) карбюраторы подразделяются на однокамерные (рис. 107 и 108) и многокамерные. Последние могут быть двухкамерные (рис. 109) и четырехкамерные.

Многокамерные карбюраторы могут быть с параллельным и последовательным открытием дроссельных заслонок. В первом случае обе дроссельные заслонки (рис. 109) открываются одновременно, во втором — неодновременно.

## § 2. РАБОТА КАРБЮРАТОРА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Автотракторный карбюраторный двигатель работает на следующих основных режимах: 1) пуск; 2) холостой ход и малые нагрузки; 3) средние нагрузки; 4) полная нагрузка. Для получения наиболее эффективной работы двигателя на данном режиме очень важно, чтобы горючая смесь к моменту ее воспламенения электрической искрой была по составу наиболее выгодной. Горючая смесь должна быть однородной, а топливо в ней должно находиться в парообразном состоянии.

График изменения состава горючей смеси, подаваемой в цилиндр двигателя, в зависимости от нагрузки двигателя ( $N_e, \%$ ) называется *характеристикой карбюратора*. Чтобы обеспечить наиболее эффективную работу двигателя, карбюратор должен иметь характеристику, представленную кривой 1 на рисунке 110.

При пуске холодного двигателя смесеобразование затруднено вследствие недостаточной величины разрежения в диффузоре, незначительной скорости воздуха и низкой температуры деталей двигателя. Поэтому при пуске в цилиндры двигателя должна подаваться богатая горючая смесь ( $\alpha = 0,5 - 0,6$ ), чтобы для воспламенения в ней было достаточное количество легких, быстро испаряющихся фракций топлива.

При работе на холостом ходу и с малыми нагрузками и дроссельная заслонка прикрыта, так как в двигатель нужно подавать

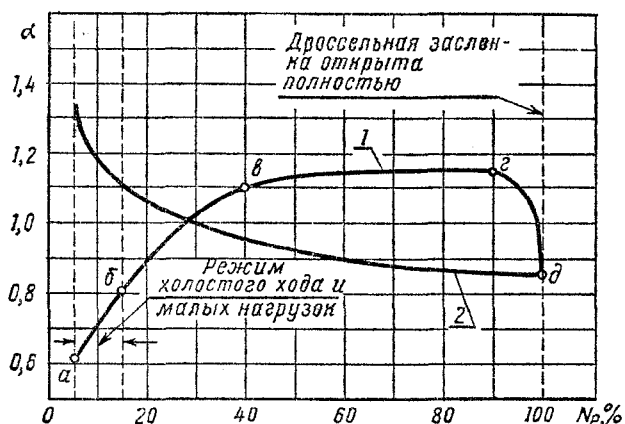


Рис. 110. Характеристики карбюраторов: 1 — характеристика карбюратора, требуемая в зависимости от различных режимов работы двигателя; 2 — характеристика простейшего карбюратора.

небольшое количество горючей смеси. Разрежение и скорость воздушного потока в диффузоре незначительны. Условия для распыливания и испарения неблагоприятны. Поэтому карбюратор должен готовить обогащенную смесь с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha=0,6-0,8$  (кривая 1, участок  $a-b$ ).

По мере увеличения нагрузки (участок  $b-v$ ) дроссельная заслонка открывается, скорость воздуха и разрежение увеличиваются, температура впускного трубопровода повышается и, следовательно, улучшается смесеобразование. Поэтому горючая смесь должна постепенно обедняться, а коэффициент избытка воздуха постепенно увеличиваться до  $\alpha=1,1$ .

При средних нагрузках (участок  $v-z$ ), примерно от 40 до 90% полной нагрузки двигателя, в его цилиндры нужно подавать разные количества горючей смеси, но состав ее все время должен оставаться постоянным и слегка обедненным ( $\alpha=1,10-1,15$ ) для получения наиболее экономичной работы.

При полных нагрузках двигателя (дроссельная заслонка полностью открыта, участок  $z-d$ ) для получения от двигателя максимальной мощности горючая смесь должна быть обогащенной ( $\alpha=0,85-0,90$ ).

В простейшем карбюраторе (кривая 2) при пуске двигателя, работе на холостом ходу и с малыми нагрузками из-за недостаточного разрежения в диффузоре из распылителя поступает мало топлива, и горючая смесь получается бедной или обедненной.

При средних нагрузках в связи с увеличением разрежения количество топлива, поступающего в смесительную камеру, возрастает, но не пропорционально увеличению количества поступающего воздуха, а в большей степени. Поэтому горючая смесь обогащается. При переходе к полной нагрузке простейший карбюратор не дает необходимого постепенного обогащения смеси.

Таким образом, простейший карбюратор при этих режимах дает изменение состава смеси, обратное тому, которое требуется.

При резком открытии дроссельной заслонки нужно в цилиндры подавать обогащенную смесь, чтобы двигатель быстро повысил число оборотов, увеличивая свою мощность, то есть имел хорошую *приемистость*. В простейшем карбюраторе при резком открытии дроссельной заслонки горючая смесь обедняется.

### § 3. УСТРОЙСТВА КАРБЮРАТОРА ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ГОРЮЧЕЙ СМЕСИ ТРЕБУЕМОГО СОСТАВА

Для приготовления смеси требуемого состава на разных режимах работы автомобильного двигателя в конструкцию простейшего карбюратора включены следующие дополнительные устройства:

1) *система холостого хода* — устройство для работы двигателя на холостом ходу и с малыми нагрузками;

2) *главное дозирующее устройство*, обеспечивающее в широком диапазоне средних нагрузок постоянно обедненное (экономичное) состава смеси;

3) *пусковое устройство*;

4) *экономайзер* — устройство для обогащения смеси при работе двигателя на больших нагрузках путем подачи дополнительного количества топлива в смесительную камеру;

5) *ускорительный насос* — устройство для дополнительного обогащения смеси при резком открытии дроссельной заслонки.

**Система холостого хода.** Во время работы двигателя на холостом ходу и с малыми нагрузками дроссельная заслонка  $b$  (рис. 111,  $a$ ) почти

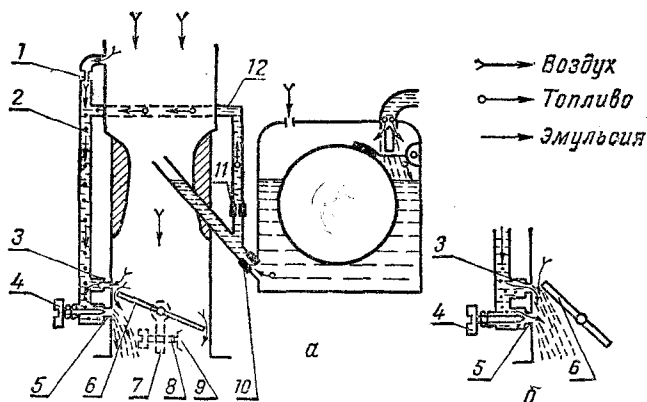


Рис. 111. Схема (а, б) работы системы холостого хода карбюратора:

1 — воздушный жиклер; 2, 12 — каналы; 3, 5 — выходные отверстия; 4 — регулировочный винт; 6 — дроссельная заслонка; 7 — рычажок; 8 — винт ограничения открытия дроссельной заслонки; 9 — прилив на корпусе карбюратора; 10 — главный жиклер; 11 — жиклер холостого хода.

полностью закрыта. Поэтому разрежение и скорость воздушного потока в диффузоре настолько малы, что истечения топлива из распылителя главного жиклера 10 недостаточно для образования горючей смеси нужного состава. В то же время за дроссельной заслонкой 6 создается большое разрежение. В этих условиях приготовление горючей смеси обеспечивается системой холостого хода.

Благодаря разрежению за дроссельной заслонкой топливо засасывается через жиклер 11 и канал 12 в канал 2, куда через воздушный жиклер 1 проходит воздух. Образуется эмульсия, которая через выходное отверстие 5 поступает во впускной трубопровод. Для обеспечения плавного перехода от режима холостого хода на работу с нагрузкой канал 2 имеет два выходных отверстия — 5 и 3, одно из которых — 3 находится выше, а другое — 5 ниже кромки закрытой дроссельной заслонки.

При холостом ходе, когда дроссельная заслонка почти полностью закрыта, эмульсия через отверстие 5 поступает во впускной трубопровод, а через отверстие 3 в канал 2 проходит воздух, уменьшающий разрежение в канале, вследствие чего уменьшается содержание топлива в эмульсии и улавливается ее приготовление.

Для перехода на малые нагрузки дроссельную заслонку несколько открывают. При этом кромка дроссельной заслонки сначала перекрывает отверстие 3 и через него прекращается подача воздуха в канал 2, поэтому через отверстие 5 поступает эмульсия, более богатая топливом. Затем оба отверстия оказываются за дроссельной заслонкой (рис. 111, б), и эмульсия поступает из обоих отверстий в большем количестве. При дальнейшем открытии дроссельной заслонки подача эмульсии через систему холостого хода постепенно уменьшается.

Для регулирования количества подаваемой эмульсии и ее состава во время холостого хода служит винт 4, расположенный напротив отверстия 5. При заворачивании винта сечение отверстия 5 для выхода эмульсии уменьшается. Сечения воздушных отверстий остаются неизменными. Поэтому разрежение в канале 2 падает, и смесь обедняется.

Чтобы двигатель на холостом ходу устойчиво работал при минимальных оборотах коленчатого вала, дроссельную заслонку нужно прикрывать на строго определенную величину. Для этой цели предназначен регулировочный винт 8, установленный на рычажке 7 привода дроссельной заслонки. При минимальных устойчивых оборотах торец винта 8

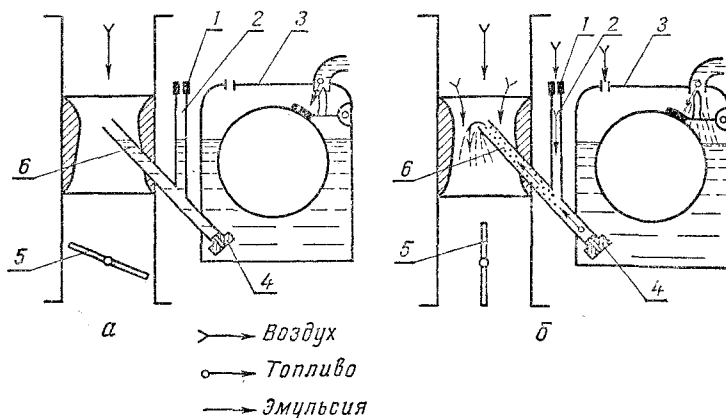


Рис. 112. Схема главного дозирующего устройства с изменением разрежения у топливного жиклера карбюратора с падающим потоком: а — двигатель не работает; б — двигатель работает с нагрузкой: 1 — воздушный жиклер; 2 — колодец; 3 — поплавковая камера; 4 — топливный жиклер; 5 — дроссельная заслонка; 6 — распылитель.

должен упираться в специальный прилив 9 на корпусе карбюратора. Ввертывающий и отвертывающий винты 8, можно найти в положении дроссельной заслонки, обеспечивающей минимальные устойчивые обороты коленчатого вала.

**Главное дозирующее устройство.** В карбюраторах рассматриваемых двигателей применены следующие типы главных дозирующих устройств:

1) с изменением разрежения у топливного жиклера (карбюраторы К-16А, К-59Л, К-88А, К-126Б);

2) с дополнительным жиклером и с регулированием разрежения в диффузорах (карбюратор К-22Д).

В главном дозирующем устройстве с изменением разрежения у топливного жиклера карбюратора с падающим потоком имеется топливный жиклер 4 (рис. 112) и колодец 2, в верхней части которого установлен воздушный жиклер 1. Когда двигатель не работает, топливо устанавливается в поплавковой камере 3, колодце 2 и распылителе 6 на одном уровне (рис. 112, а).

По мере открытия дроссельной заслонки 5 увеличивается разрежение в диффузоре и из распылителя 6 начинает вытекать топливо. При этом уровень топлива в колодце 2 быстро понижается. Когда топливо в колодце израсходуется, в него через воздушный жиклер 1 начнет поступать воздух, который понизит разрежение у топливного жиклера 4. В результате истечение топлива из жиклера замедлится и горючая смесь обеднится (рис. 112, б). Путем подбора сечений топливного и воздушного жиклеров можно приблизить состав смеси к желаемому (см. рис. 110, кривая 1). При такой главной дозирующей системе в смесительную камеру через распылитель 6 подается не топливо, а эмульсия, образующаяся при смешивании топлива с воздухом, поступающим в распылитель.

Главное дозирующее устройство с дополнительным жиклером и с регулированием разрежения в диффузорах показано на рисунке 113. В смесительной камере карбюратора находятся три диффузора. Наружный большой диффузор 3 помещен выше малого 4 и среднего 6 диффузоров. К бокам диффузора 3 прикреплены четыре упругие стальные пластинки 5, которые при небольших открытиях дроссельной заслонки (холостой ход и малые нагрузки) прижаты к нижнему краю диффузора 6 (рис. 113, а). В горловине малого диффузора 4 расположен распы-

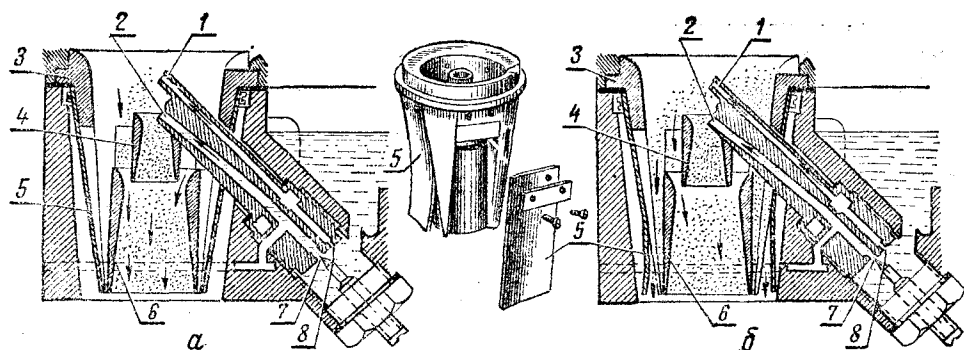


Рис. 113. Главное дозирующее устройство (а, б) с дополнительным жиклером и с регулированием разрежения в диффузорах:

1 — распылитель дополнительного жиклера; 2 — распылитель главного жиклера; 3 — большой диффузор; 4 — малый диффузор; 5 — упругие пластинки; 6 — средний диффузор; 7 — главный жиклер; 8 — дополнительный жиклер.

литель 2 главного жиклера 7, а в горловине большого диффузора 3 — распылитель 1 дополнительного жиклера 8.

Главный жиклер подает топливо в зависимости от величины разрежения в малом диффузоре, а дополнительный — в зависимости от разрежения в большом диффузоре.

С увеличением открытия дроссельной заслонки воздушный поток начинает отжимать пластинки 5 от диффузора 6, и часть воздуха, минуя малый и средний диффузоры, пройдет между большим и средним диффузорами (рис. 113, б). Чем больше открывается дроссельная заслонка, тем значительнее становится проходное сечение между большим и средним диффузорами, а следовательно, увеличивается и количество воздуха, проходящего через это сечение. При этом разрежение увеличивается во всех диффузорах, но нарастание разрежения у распылителя главного жиклера и истечение из него топлива будут происходить медленнее, чем у распылителя дополнительного жиклера.

Поэтому с увеличением открытия дроссельной заслонки главный жиклер обедняет горючую смесь, а дополнительный, действуя как жиклер простейшего карбюратора, — обогащает ее.

Производительность главного и дополнительного жиклеров и упругость пластинок 5 должны быть такими, чтобы состав смеси при различных степенях открытия дроссельной заслонки (на средних нагрузках) был постоянным и слегка обедненным для получения экономичной работы двигателя.

Применение многодиффузорной системы улучшает смесеобразование в карбюраторе. Топливо, поступающее из распылителей жиклеров, сначала распыливается воздухом, проходящим через диффузоры, в которых размещены распылители. Затем, когда образовавшаяся смесь проходит через средний диффузор, топливо дополнительно распыливается на более мелкие частицы воздухом, проходящим через этот диффузор.

**Пусковое устройство.** При пуске число оборотов коленчатого вала невелико, поэтому разрежение в смесительной камере недостаточно и система холостого хода и главное дозирующее устройство не обеспечивают получение достаточно обогащенной горючей смеси. В современных карбюраторах в качестве пускового приспособления применяется воздушная заслонка 3 (рис. 114, а), которая устанавливается во входном патрубке 2. При закрытии воздушной заслонки (рис. 114, б) повышается разрежение в смесительной камере 11. В результате смесь обогащается за счет интенсивного истечения топлива из распылителей главного до-



зирующего устройства и системы холостого хода. Воздух для образования горючей смеси проникает через щели у кромки воздушной заслонки.

При первых вспышках разрежение в смесительной камере резко возрастает и вследствие переобогащения смеси двигатель может заглохнуть. Поэтому на воздушной заслонке часто устанавливаются автоматический клапан 4, который при резком повышении разрежения в смесительной камере открывается под действием атмосферного давления, и в смесительную камеру дополнительно поступает воздух, уменьшающий переобогащение смеси.

При пуске двигателя дроссельная заслонка 10 должна быть немного открыта. Чтобы при закрытии воздушной заслонки дроссельная заслонка несколько приоткрылась, их связывают системой тяг и рычажков.

Управление воздушной заслонкой в большинстве карбюраторов осуществляется вручную при помощи троса 1, выведенного в кабину водителя.

**Экономайзер** состоит из жиклера 1 (рис. 115) и клапана 3, который прижимается к своему седлу пружиной. Клапан может иметь механический или пневматический привод.

Экономайзер с механическим приводом (рис. 115, а) работает следующим образом. Когда открытие дроссельной заслонки 7 приближается к полному, рычаг 6 настолько перемещает тягу 5 вниз, что шток 4 от-

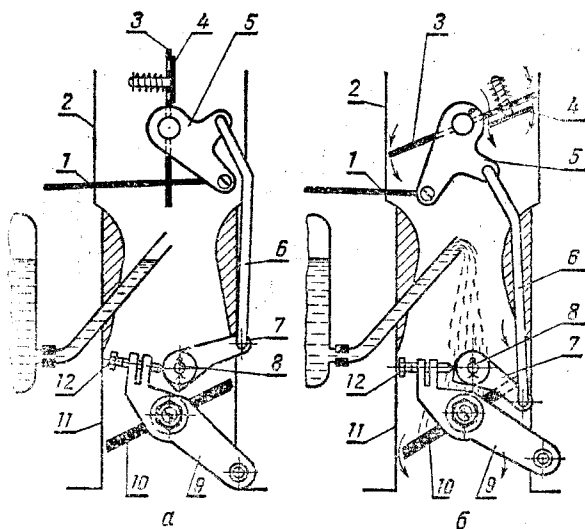


Рис. 114. Схема действия воздушной заслонки карбюратора:

а — заслонка открыта; б — заслонка закрыта; 1 — трос привода воздушной заслонки; 2 — входной патрубок; 3 — воздушная заслонка; 4 — автоматический клапан; 5 — рычаг привода воздушной заслонки; 6 — тяга; 7 — промежуточный рычаг; 8 — ось промежуточного рычага; 9 — рычаг привода дроссельной заслонки; 10 — дроссельная заслонка; 11 — смесительная камера; 12 — винт для регулировки открытия дроссельной заслонки при холостом ходе.

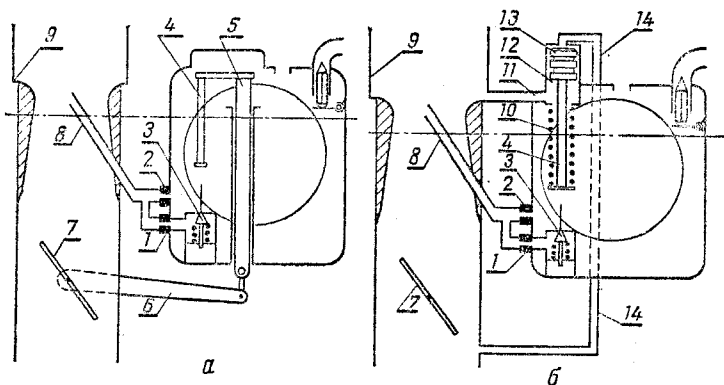


Рис. 115. Схемы экономайзеров:

а — с механическим приводом; б — с пневматическим приводом: 1 — жиклер экономайзера; 2 — главный жиклер; 3 — клапан; 4 — шток; 5 — тяга; 6 — рычаг; 7 — дроссельная заслонка; 8 — распылитель; 9 — воздушный патрубок; 10 — пружина; 11, 14 — каналы; 12 — цилиндр; 13 — поршень.

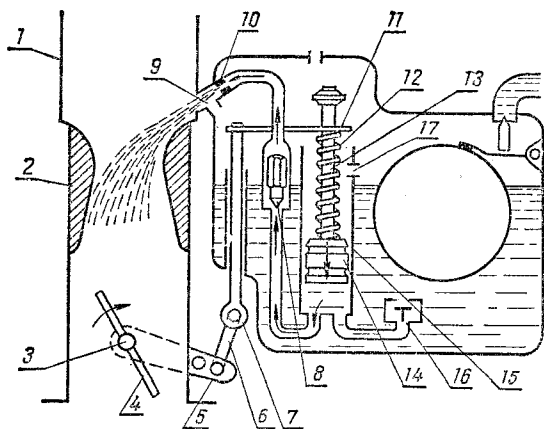


Рис. 116. Схема ускорительного насоса с механическим приводом:

1 — воздушный патрубок; 2 — диффузор; 3 — ось; 4 — дроссельная заслонка; 5 — рычаг; 6, 7 — тяги; 8 — игольчатый выпускной клапан; 9 — канал; 10 — жиклер; 11 — пластинка; 12 — пружина; 13 — шток; 14 — поршень; 15 — цилиндр; 16 — впускной клапан; 17 — отверстие для слива топлива.

Во время работы двигателя с открытой не более чем на три четверти дроссельной заслонкой 7 разрежение за дроссельной заслонкой, а следовательно, и над поршнем 13 больше, чем в воздушном патрубке 9. Поэтому поршень 13, преодолевая сопротивление пружины 10, поднимается.

При открытии дроссельной заслонки, близком к полному, разрежение в воздушном патрубке и за дроссельной заслонкой становится почти одинаковым, и поршень 13 со штоком 4 под действием пружины 10 опускается. При этом шток 4 открывает клапан 3, и дополнительное количество топлива через жиклер 1 экономайзера поступает в распылитель 8.

Преимущество пневматического привода перед механическим состоит в следующем. Механический привод включает экономайзер только при определенной величине открытия дроссельной заслонки независимо от числа оборотов коленчатого вала двигателя. А пневматический привод включает экономайзер при разных положениях дроссельной заслонки в зависимости от числа оборотов коленчатого вала двигателя. Чем меньше обороты коленчатого вала, тем при меньшем угле открытия дроссельной заслонки включается экономайзер. Такое свойство экономайзера обеспечивает более раннее обогащение смеси при увеличении нагрузки.

Ускорительный насос с механическим приводом получил наибольшее распространение. Иногда он объединен с экономайзером. Когда дроссельная заслонка 4 (рис. 116) закрывается, рычаг 5 через тяги 6 и 7 и пластинку 11 поднимает шток 13 с поршнем 14. При этом топливо из поплавковой камеры через впускной клапан 16 поступает в цилиндр 15. Выпускной клапан 8 во время заполнения цилиндра топливом закрыт.

При резком открытии дроссельной заслонки рычаг 5 перемещает тяги 6 и 7 и пластинку 11 вниз. Пластинка сжимает пружину 12, которая затем толкает поршень 14 вниз. Под давлением топлива в цилиндре 15 закрывается впускной 16 и открывается выпускной 8 клапаны, и в смесительную камеру через жиклер 10 впрыскивается топливо.

Пружина 12 введена в привод ускорительного насоса для улучшения приемистости двигателя. Она обеспечивает впрыск топлива в течение

крывает клапан 3 и топливо из поплавковой камеры поступает через жиклер 1 в распылитель 8 главного дозирующего устройства. Таким образом, в этот период в смесительную камеру через распылитель 8 поступает топливо из главного жиклера 2 и из жиклера 1 экономайзера.

При пневматическом приводе экономайзера (рис. 115, б) шток 4 снабжен поршнем 13, находящимся в цилиндре 12. Шток 4 отжимается книзу при помощи пружины 10. Нижняя часть цилиндра 12 соединена каналом 11 с воздушным патрубком 9, а верхняя часть — каналом 14 с пространством за дроссельной заслонкой.

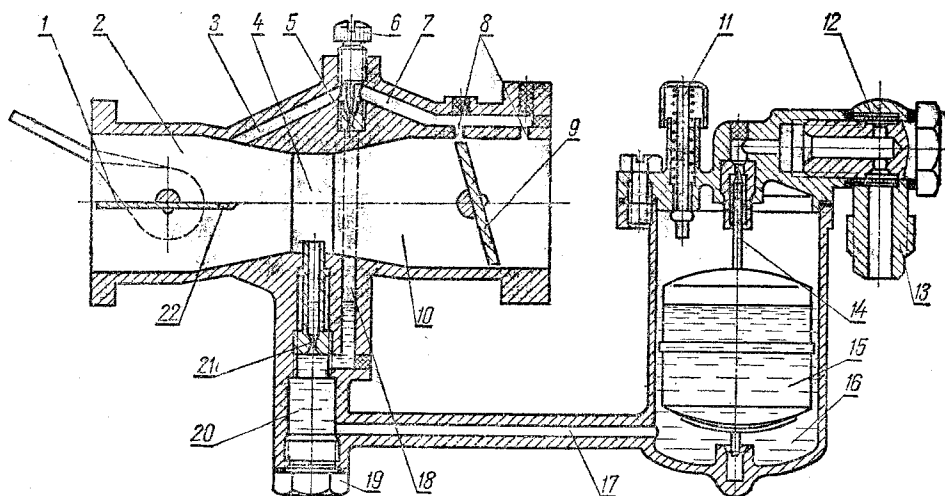


Рис. 117. Схема карбюратора К-16А:

1 — воздушная заслонка; 2 — впускной патрубок; 3, 7, 18 — каналы системы холостого хода; 4 — диффузор; 5 — жиклер холостого хода; 6 — винт холостого хода; 8 — выходные отверстия холостого хода; 9 — дроссельная заслонка; 10 — смесительная камера; 11 — утопитель поплавка; 12 — сетчатый фильтр; 13 — топливопровод; 14 — запорная игла; 15 — поплавок; 16 — поплавковая камера; 17 — канал; 19 — пробка; 20 — колодец главного жиклера; 21 — главный жиклер с распылителем; 22 — отверстие в воздушной заслонке.

ние 1—3 сек, то есть впрыск происходит и после остановки дроссельной заслонки.

Канал 9 сообщает распылитель жиклера 10 с воздушным пространством поплавковой камеры. Это снижает разрежение у жиклера 10 и предотвращает подсосывание топлива в смесительную камеру из системы ускорительного насоса, когда насос не работает.

Отверстие 17 в верхней части цилиндра 15 нужно для стока в поплавковую камеру топлива, прошедшего вверх через неплотности между поршеньком и цилиндром при закрытии дроссельной заслонки.

#### § 4. УСТРОЙСТВО И РАБОТА КАРБЮРАТОРА К-16А

Карбюратор К-16А (рис. 117) двигателя ПД-10У — однодиффузорный, с горизонтальной смесительной камерой, с регулируемой системой холостого хода и пусковым устройством. Принцип действия его главного дозирующего устройства основан на изменении разрежения у топливного жиклера.

Работает карбюратор следующим образом. В поплавковую камеру 16 топливо поступает через топливопровод 13, фильтр 12 и канал штуцера. Необходимое постоянно у уровня в поплавковой камере поддерживает поплавок 15 с запорной иглой 14. Из поплавковой камеры топливо по каналу 17 через колодец 20 и главный жиклер 21 поступает в распылитель (главный жиклер и распылитель объединены в одну деталь). Из колодца 20 топливо идет и в канал 18 холостого хода.

При неработающем двигателе топливо в поплавковой камере 16, канале 18 и распылителе устанавливается на одном уровне.

При пуске двигателя воздушную заслонку 1 прикрывают, а дроссельную заслонку 9 приоткрывают. Вследствие малого разрежения в диффузоре 4 топливо из распылителя главного жиклера 21 не поступает. В этот период за дроссельной заслонкой создается большое разрежение, которое передается в каналы 7, 3 и 18 холостого хода. Под действием этого разрежения топливо из канала 18 через жиклер 5 холостого хода засасывается в канал 7, в котором оно, смешиваясь с небольшим

количеством воздуха, поступающим по каналу 3 из патрубка 2, образует эмульсию. В патрубок 2 воздух засасывается через отверстие 22. Образовавшаяся эмульсия через отверстия 8 поступает за дроссельную заслонку 9, где она распыливается воздухом, проходящим через щели между дроссельной заслонкой и стенкой смесительной камеры. После того как двигатель начнет работать, воздушную заслонку полностью открывают.

При работе двигателя на холостом ходу дроссельную заслонку открывают на небольшую величину, а воздушную заслонку — полностью. Так как разрежение за дроссельной заслонкой по-прежнему передается в каналы 7, 3 и 18, то карбюратор работает так же, как и при работе двигателя. Разница лишь в том, что в канале 7 топливо эмульсируется значительно лучше и горючая смесь получается менее обогащенной.

Минимальные обороты холостого хода регулируют винтом-ограничителем закрытия дроссельной заслонки, а качество смеси — винтом 6, завинчивая который горючую смесь обедняют и вывинчивая — обогащают.

При работе двигателя с нагрузкой (по мере увеличения открытия дроссельной заслонки) возрастает разрежение в диффузоре и вступает в работу главное дозирующее устройство. Через главный жиклер 21 топливо поступает в распылитель, а воздух, проходящий через диффузор с большой скоростью, засасывает и распыливает топливо. Образуется горючая смесь.

С увеличением разрежения и, следовательно, расхода топлива по каналам 3 и 18 начинает подсасываться воздух, который притормаживает истечение топлива из главного жиклера 21. Этим осуществляется корректирование состава смеси и устраняется чрезмерное ее обогащение при полном открытии дроссельной заслонки. Воздух, проходящий через жиклер 21 из каналов 3 и 18, способствует распылению топлива и образованию эмульсии.

## § 5. УСТРОЙСТВО И РАБОТА КАРБЮРАТОРА К-88А

Карбюраторы К-88А (рис. 118) двигателя ЗИЛ-130 и К-126Б двигателя ГАЗ-53 двухкамерные, с двумя диффузорами постоянного сечения, падающим потоком смеси, балансирующей поплавковой камерой и параллельным открытием дроссельных заслонок. Они имеют регулируемую систему холостого хода, главное дозирующее устройство с изменением разрежения у топливного жиклера, экономайзер и ускорительный насос с механическим приводом и пусковое устройство.

Каждая из камер этих карбюраторов работает независимо от другой и обеспечивает подачу горючей смеси в четыре цилиндра.

Карбюратор К-88А состоит из верхней части, в которую входят воздушная горловина и крышка поплавковой камеры, средней части, являющейся корпусом поплавковой камеры, и нижней части — корпуса смесительных камер. Верхний и средний корпусы отлиты из цинкового сплава, а нижний — из серого чугуна.

В корпусе воздушной горловины размещена заслонка 8, которая имеет автоматический клапан 7. Здесь же расположен сетчатый фильтр 3 и игольчатый клапан 2. Как одно целое с корпусом воздушной горловины отлиты форсунки 10.

Внутри корпуса поплавковой камеры находятся поплавки 1, воздушный жиклер 5, двойные диффузоры, поршень 34 ускорительного насоса, его пружина 32 и шток 31, клапан 28 и жиклер 29 экономайзера, топливные жиклеры: главные 23, холостого хода 24, полной мощности 22.

В корпусе смесительных камер имеются два патрубка. В каждом из них установлена дроссельная заслонка 16 и винт 17 регулировки состава смеси при холостом ходе. Обе дроссельные заслонки жестко закреплены

на одном валике. При помощи рычага 15 и тяги 14 валик дроссельных заслонок соединен с ускорительным насосом.

При пуске холодного двигателя (рис. 118, а) воздушная заслонка 8 закрывается, вместе с этим через систему рычагов и тяг открываются на небольшую величину дроссельные заслонки 16. При проворачивании коленчатого вала топливо (бензин) будет поступать через жиклеры — главные 23 и холостого хода 24 — в канал 21 и через жиклер 22 полной мощности в малые диффузоры. Бензин эмульсируется воздухом, поступающим через жиклеры 4 и 5. Обогащенная смесь из смесительных камер через щели между кромкой дроссельных заслонок и стенками смесительных камер поступает за дроссельную заслонку. Сюда же поступает эмульсия из каналов 21 через регулируемые отверстия 18.

Дополнительное обогащение смеси перед пуском осуществляется ускорительным насосом. Для этого нужно один-два раза резко нажать на педаль управления дроссельной заслонкой.

При работе двигателя на холостом ходу воздушная заслонка 8 полностью открыта, а дроссельные 16 немного приоткрыты. Под действием разрежения за дроссельными заслонками, которое через отверстия 18, 19 и 20 передается в каналы 21, бензин из поплавковой камеры через главные жиклеры 23 и жиклеры 24 холостого хода поступает в каналы 21. В эти же каналы по жиклеру 4 засасывается воздух. Образуется эмульсия, которая по отверстиям 18, 19 и 20 поступает в смесительные камеры, где смешивается с основным потоком воздуха, проходящим в зазоры между стенками смесительных камер и кромками дроссельных заслонок.

Наличие двух выходных отверстий 19 и 20 обеспечивает плавный переход от режимов холостого хода к работе двигателя под нагрузкой. Качество смеси регулируют винтом 17. Если винт отвертывать, смесь обогащается, а если заворачивать — обедняется. Минимальные обороты холостого хода регулируют упорным винтом, ограничивающим величину закрытия дроссельной заслонки.

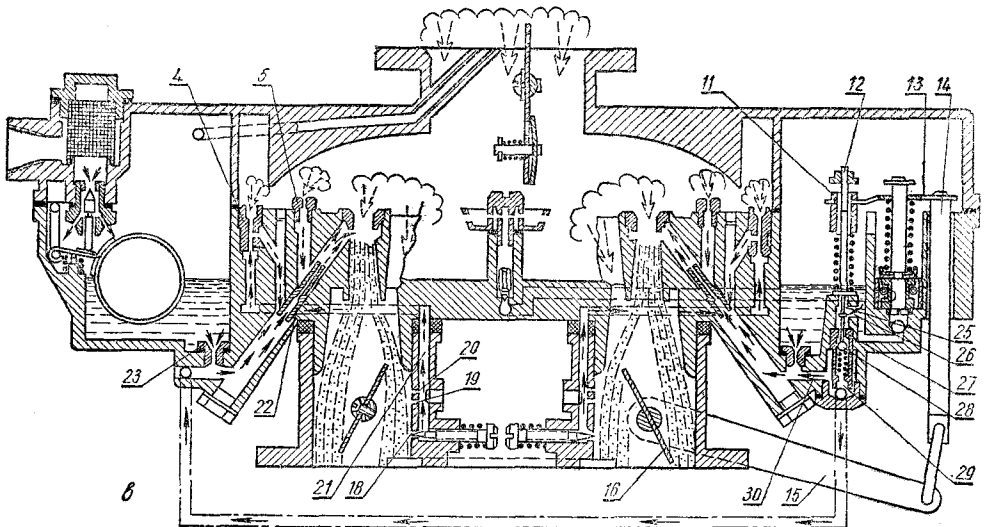
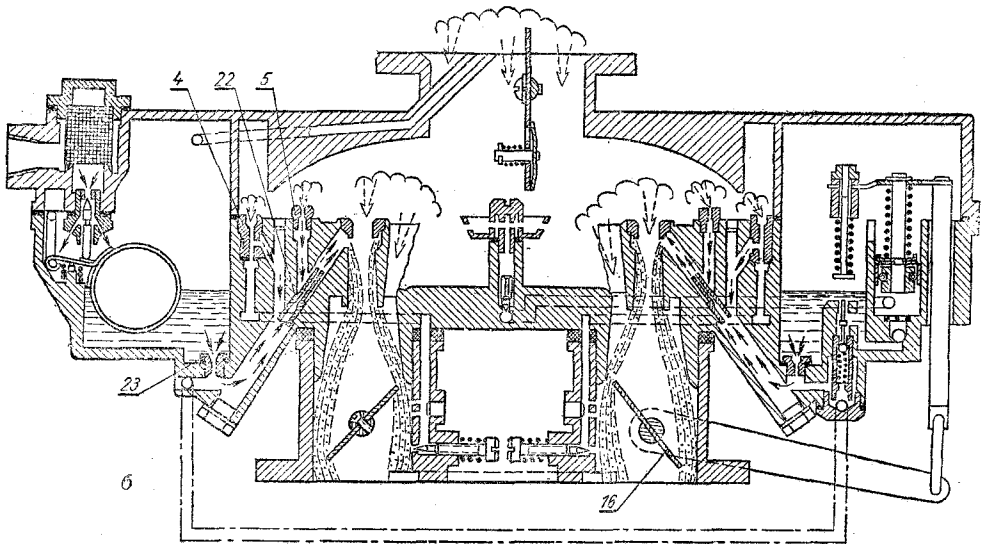
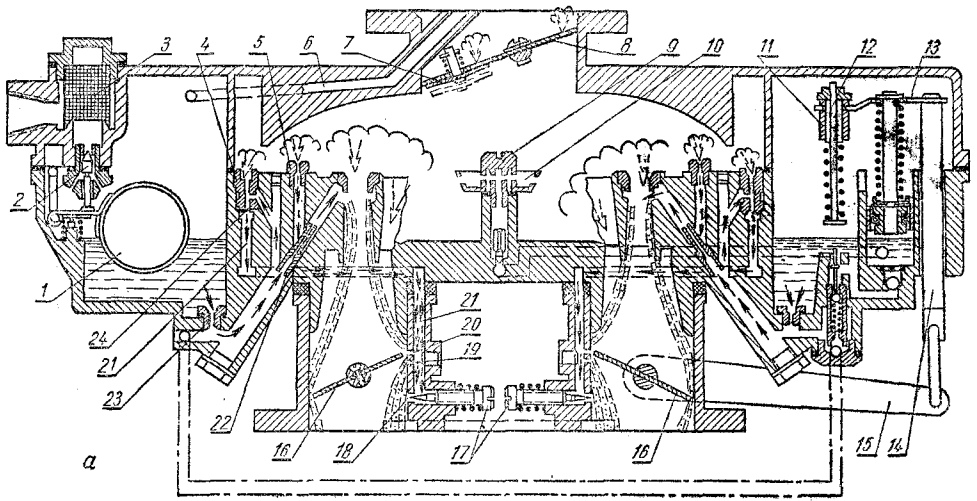
При работе двигателя на средних нагрузках (рис. 118, б) разрежение в малых диффузорах достигает такой величины, при которой включается в работу главное дозирующее устройство. Бензин поступает через главные жиклеры 23, а воздух — через воздушные жиклеры 4 и 5. Образуется эмульсия, и снижается разрежение у жиклеров 22 полной мощности.

Воздух, поступающий через жиклеры 4, способствует корректировке качества смеси. Кольцевая щель в малом диффузоре дает возможность более равномерно распределить бензин в потоке воздуха и тем самым улучшить его испарение. Наличие второго (большого) диффузора улучшает распыливание бензина.

Работа карбюратора при включении экономайзера (рис. 118, в). По мере открытия дроссельных заслонок 16 рычаг 15 через тягу 14, планку 13 и шток 12 опускает толкатель 25. Поэтому клапан 28 отходит от седла 27, и бензин через отверстие 26 и жиклер 29 экономайзера попадает в главный топливный канал 30, увеличивая количество бензина, подаваемого к жиклерам 22 полной мощности. По пути бензин смешивается с воздухом, поступающим через жиклеры 4 и 5 и входные отверстия 18, 19 и 20.

При работе двигателя на полных нагрузках, когда дроссельные заслонки 16 открыты полностью или почти полностью, за счет увеличения разрежения увеличивается подача топлива через жиклеры 22 полной мощности. Проходные сечения этих жиклеров подобраны с учетом получения от двигателя максимальной мощности.

При резком открытии дроссельных заслонок (рис. 118, г) рычаг 15 перемещает планку 13 вниз. Планка сжимает пружину 32 ускорительного насоса, и поршень 34 (шток 31 поршня свободно проходит через



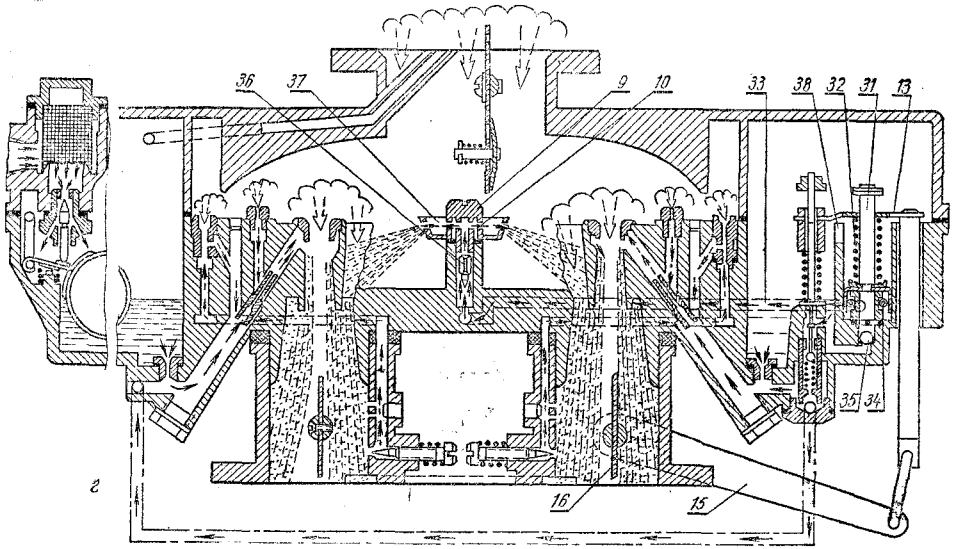


Рис. 118. Схема работы карбюратора К-88А:

*a* — при пуске двигателя; *b* — при средних нагрузках двигателя; *в* — при включении экономайзера; *г* — при резком открытии дроссельных заслонок; 1 — поплавок; 2 — игольчатый клапан; 3 — фильтр; 4 — воздушный жиклер холостого хода; 5 — воздушный жиклер; 6 — канал балансирования поплавковой камеры; 7 — автоматический клапан воздушной заслонки; 8 — воздушная заслонка; 9 — полый винт; 10 — форсунка; 11 — направляющая; 12, 31 — штоки; 13 — планка; 14 — тяга; 15 — рычаг; 16 — дроссельная заслонка; 17 — винт регулировки состава смеси при холостом ходе; 18 — регулируемое выходное отверстие; 19, 20 — нерегулируемые выходные отверстия; 21 — канал холостого хода; 22 — жиклер полной мощности; 23 — главный жиклер; 24 — топливный жиклер холостого хода; 25 — толкатель; 26 — отверстие; 27 — седло; 28 — клапан; 29 — жиклер экономайзера; 30 — главный топливный канал; 32 — пружина; 33 — канал к полному венту; 34 — поршень; 35 — шариковый клапан; 36 — игольчатый клапан; 37 — полость в форсунке; 38 — щель.

отверстие планки) опускается. При этом шариковый клапан 35 плотно прижимается к отверстию, по которому в полость под поршнем поступал бензин, а бензин из этой полости по каналу 33, открывая игольчатый клапан 36, через полый винт 9 идет в форсунку 10. Бензин, выходящий тонкими струйками из отверстий форсунки, распыливается потоком воздуха и, смешиваясь с воздухом, кратковременно обогащает горючую смесь.

Пружина 32 способствует плавному опусканию поршня в колодце. Этим достигается затяжной впрыск бензина и устраняется чрезмерное и резкое давление поршня на бензин и, следовательно, торможение при открытии дроссельной заслонки.

Подсос бензина через форсунку при больших оборотах коленчатого вала предотвращает игольчатый клапан 36. Если он пропустит небольшое количество бензина, то бензин накопится в полости 37, истечение из которой тормозится потоком воздуха.

При медленном открытии дроссельной заслонки бензин из-под поршня 34 просачивается в надпоршневое пространство и оттуда через щель 38 стекает в поплавковую камеру.

Действие карбюратора К-126Б на различных режимах работы двигателя в основном аналогично работе карбюратора К-88А, но конструкция их различна.

## § 6. УСТРОЙСТВО И РАБОТА КАРБЮРАТОРА К-06

Однодиффузорный с горизонтальной смесительной камерой беспоплавковый карбюратор К-06 (рис. 119, *a, б*) устанавливаются на пусковые двигатели ПД-10У. У него в отличие от карбюратора К-16А поступление в достаточном количестве топлива к жиклерам обеспечивается не поплавком, а диафрагмой 10. По монтажным размерам и эксплуатацион-

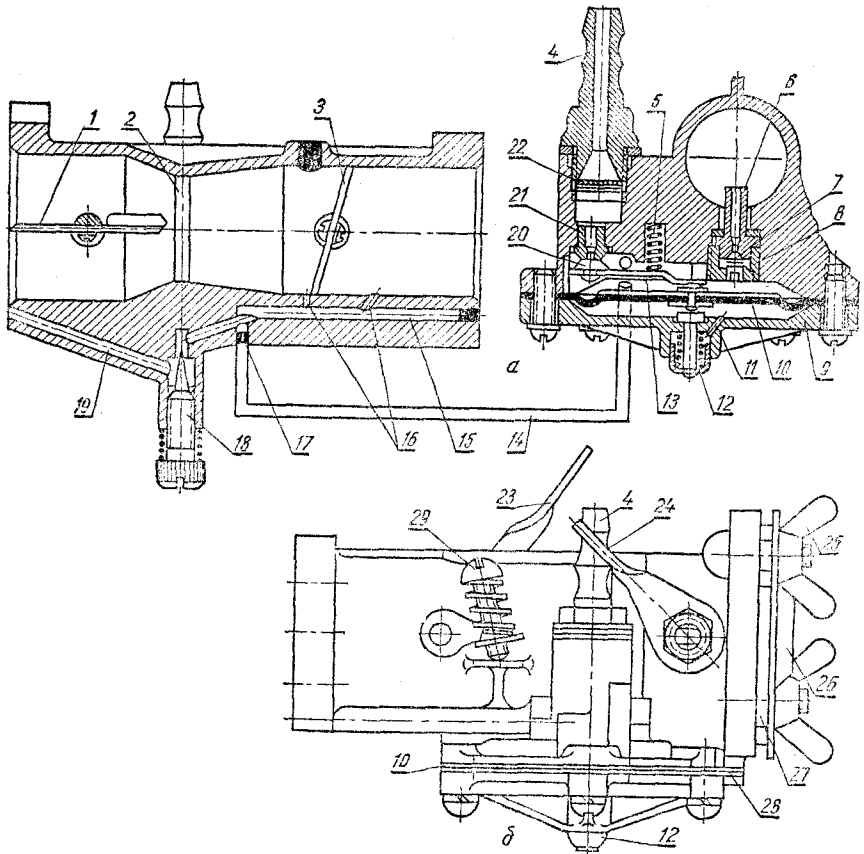


Рис. 119. Карбюратор К-06:

*а* — принципиальная схема; *б* — общий вид; 1 — воздушная заслонка; 2 — диффузор; 3 — дроссельная заслонка; 4 — штуцер; 5 — пружина; 6 — жиклер-распылитель; 7 — топливный клапан; 8 — седло клапана; 9 — крышка; 10 — диафрагма; 11 — балансировочное отверстие; 12 — утопитель; 13 — рычажок; 14 — топливный канал системы холодного хода; 15 — эмульсионный канал системы холодного хода; 16 — выходные отверстия системы холодного хода; 17 — жиклер холодного хода; 18 — регулировочный винт холодного хода; 19 — воздушный канал системы холодного хода; 20 — топливный клапан; 21 — седло топливного клапана; 22 — фильтр; 23 — рычажок ручного управления дроссельной заслонкой; 24 — рычажок управления воздушной заслонкой; 25 — гайка-барашек; 26 — крышка патрубка воздушной заслонки; 27, 28 — прокладки; 29 — регулировочный винт.

ным качествам карбюратор К-06 взаимозаменяем с карбюратором К-16А.

Главное дозирующее устройство карбюратора состоит из жиклера-распылителя 6, топливного клапана 7 и седла 8 клапана. В систему холодного хода входят воздушный канал 19, жиклер 17, регулировочный винт 18, топливный 14 и эмульсионный 15 каналы и выходные отверстия 16.

Топливо в камеру над диафрагмой 10 поступает через штуцер 4, сетчатый фильтр 22 и отверстие седла 21 (клапан 20 открыт). При работе двигателя топливо из этой полости высасывается через жиклер-распылитель 6, и давление в полости понижается. Полость под диафрагмой сообщается балансировочным отверстием 11 с атмосферой. За счет разницы давлений в полостях диафрагма прогибается и нажимает на конец рычажка 13, преодолевая усилие пружины 5. Топливный клапан 20, укрепленный на противоположном конце рычажка 13, отходит от седла 21, и топливо поступает в полость над диафрагмой, заполняя ее. Давление выравнивается, и диафрагма возвращается в первоначальное положение. При этом под действием усилия пружины 5 рычажок 13 возвращается



также в первоначальное положение и клапан 20 перекрывает доступ топлива в полость над диафрагмой.

При пуске холодного двигателя дроссельную заслонку 3 открывают полностью, воздушную же заслонку 1 только приоткрывают. Воздушная заслонка препятствует доступу воздуха в смесительную камеру, и в ней даже при небольшой скорости вращения коленчатого вала создается значительное разрежение, под действием которого из жиклера-распылителя 6 высасывается топливо, а из отверстий 16 — эмульсия. При этом образуется богатая смесь.

Карбюратор снабжен утопителем 12, облегчающим пуск двигателя. Нажав на утопитель, принудительно прогибают диафрагму и заполняют топливом полость над ней.

Пуск прогретого двигателя аналогичен пуску холодного, с тем лишь отличием, что воздушную заслонку не закрывают.

При работе двигателя на холостом ходу качество смеси регулируется таким же образом, что и в карбюраторе К-16А. Минимальное устойчивое число оборотов двигателя на холостом ходу устанавливают винтом 29.

При работе двигателя с нагрузкой дроссельная заслонка 3 открыта, поэтому разрежение в диффузоре 2 весьма велико. Оно вызывает истечение топлива из жиклера-распылителя 6. В это время у выходных отверстий 16 системы холостого хода разрежение настолько мало, что топливо через жиклер 17 не поступает.

При увеличении числа оборотов двигателя разрежение в диффузоре увеличивается, но количество топлива, поступающего из жиклера-распылителя 6, уменьшается. Это происходит вследствие того, что через каналы 19, 14 и жиклер 17 в полость над диафрагмой подсасывается воздух, который уменьшает разрежение у жиклера-распылителя 6. Таким образом, с возрастанием числа оборотов двигателя смесь не обогащается.

## § 7. УСТРОЙСТВО И РАБОТА ОГРАНИЧИТЕЛЯ МАКСИМАЛЬНОГО ЧИСЛА ОБОРОТОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ

Ограничитель максимального числа оборотов коленчатого вала двигателя устанавливается на двигателях грузовых и специальных автомобилей. Он предназначен для того, чтобы избежать повышенного износа деталей двигателя и перерасхода топлива, которые возникают при чрезмерно высоких оборотах коленчатого вала.

Ограничитель максимального числа оборотов коленчатого вала двигателей ЗИЛ-130 и ГАЗ-53 — пневмоцентробежный. Он состоит из центробежного датчика, укрепленного на крышке картера распределительных шестерен двигателя, и пневматического диафрагменного исполнительного механизма, встроенного в карбюратор.

Внутри корпуса 3 (рис. 120) датчика помещен ротор 4 с клапаном 7, пружиной 5 и регулировочным винтом 2. Валик 6 ротора 4 приводится в движение от распределительного вала двигателя. Внутри валика 6 имеется канал 1, который трубкой 9 соединен с полостью А над диафрагмой. Этот же канал 1 через отверстие 8 ротора соединен трубкой 10 с воздушным патрубком 12 карбюратора.

Диафрагма 15 исполнительного механизма через шток 19, двуплечий рычаг 18 и валик 25 соединена с рычагом 27 привода дроссельных заслонок 24. Полость Б под диафрагмой каналом 23 через отверстие 13 сообщается с воздушным патрубком 12.

Если обороты коленчатого вала не превышают допустимого предела (3200 об/мин), то ротор 4 датчика не развивает достаточной центробежной силы и клапан 7, удерживаемый пружиной 5, не закрывает отверстия 8. Под действием разрежения в смесительной камере, передаваемого через жиклеры 20 и 21 в патрубок 12, воздух по трубке 10 через отверстие 8 ротора по каналу 1, трубке 9, каналу 22 и жиклерам 20 и 21 будет

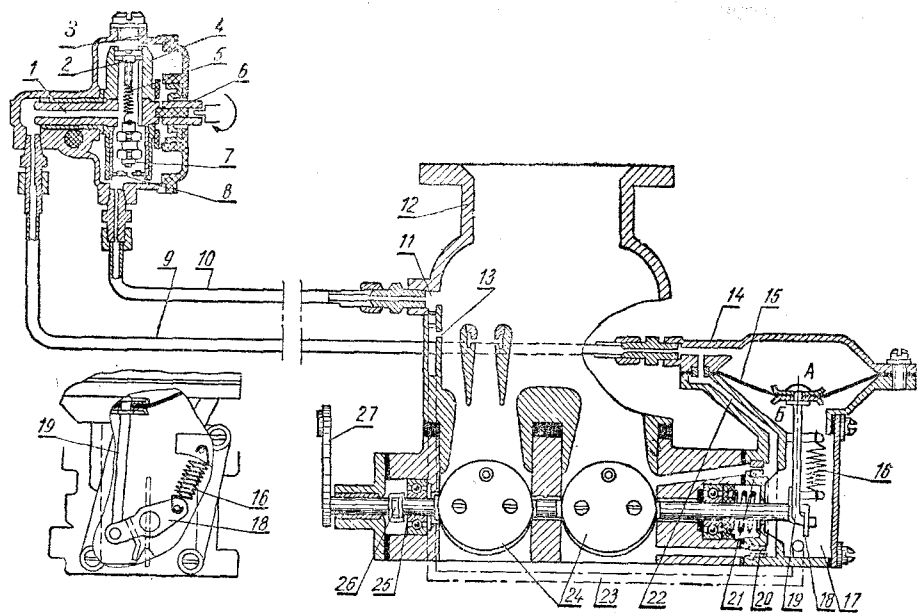


Рис. 120. Схема пневмоцентробежного ограничителя максимального числа оборотов коленчатого вала двигателя:

1 — канал валика ротора; 2 — регулировочный винт; 3 — корпус; 4 — ротор; 5, 16 — пружины; 6 — валик ротора; 7 — клапан; 8 — отверстие; 9, 10 — трубки; 11, 13 — отверстия; 12 — воздушный патрубок карбюратора; 14 — диафрагменный исполнительный механизм; 15 — диафрагма; 17 — полость; 18 — двуплечий рычаг; 19 — шток; 20, 21 — жиклеры; 22, 23 — каналы; 24 — дроссельные заслонки; 25 — валик; 26 — вилка; 27 — рычаг; А — полость над диафрагмой; Б — полость под диафрагмой.

поступать в смесительную камеру. Так как полость Б также сообщается с патрубком 12, то давление в полости А и Б одинаково и диафрагма 15 под действием пружины 16 прогибается вниз. При этом исполнительный механизм никакого воздействия на валик 25 дроссельных заслонок 24 не оказывает, ими управляют рычагом 27, связанным с педалью в кабине водителя.

Когда обороты коленчатого вала достигают 3200 в минуту, клапан 7 вращающегося ротора 4 под действием центробежной силы, преодолевая натяжение пружины 5, закрывает отверстие 8 и поступление воздуха из патрубка 12 в полость А над диафрагмой прекратится, а разрежение в эту полость передается из смесительной камеры через жиклеры 20 и 21 и канал 22.

Под действием давления воздуха, поступающего из патрубка 12 по каналу 23 в полость Б, диафрагма 15 выгибается вверх, преодолевая сопротивление пружины 16, и шток 19 через двуплечий рычаг 18 повернет валик 25. Валик повернется за счет зазора в вилке 26, и дроссельные заслонки несколько прикроются, предотвращая возможность дальнейшего увеличения числа оборотов коленчатого вала.

Число оборотов, при котором начинает действовать ограничитель оборотов, можно регулировать, изменяя натяжение пружины 5 регулировочным винтом 2. Ограничитель максимальных оборотов двигателя регулируется на заводах при помощи специальных приборов.

## § 8. УХОД ЗА КАРБЮРАТОРАМИ

Неисправности карбюратора чаще всего приводят к образованию горючей смеси, не соответствующей по качеству режиму работы двигателя: либо слишком богатой, либо слишком бедной.

Причинами, вызывающими переобогащение смеси, могут быть повышенный уровень топлива в поплавковой камере карбюратора, неполное

открытие воздушной заслонки, увеличение пропускной способности жиклеров, негерметичность клапанов экономайзера и ускорительного насоса и некоторые другие. Переобеднение смеси может быть вызвано засорением фильтра, жиклеров и каналов карбюратора, недостаточной подачей топлива из-за неисправностей подкачивающей помпы, проникновением воздуха между фланцами карбюратора.

Уход за карбюратором заключается в поддержании его в чистоте, проверке креплений и устранении подтекания бензина, промывке фильтра и поплавковой камеры.

Детали карбюратора промывают в чистом бензине. При разборке и сборке нужно сохранять в целости уплотнительные прокладки. В случае необходимости жиклеры и каналы можно прочищать сжатым воздухом. При этом нельзя продувать собранный карбюратор через топливоподводящее отверстие и канал балансирования поплавковой камеры, так как это приводит к повреждению поплавка. Нельзя прочищать жиклеры и отверстия проволокой или металлическими предметами.

Периодически (в соответствии с указаниями завода) нужно проводить следующие проверочно-регулирующие работы: регулировку минимальных оборотов холостого хода, регулировку привода управления дроссельной и воздушной заслонками, проверку уровня топлива в поплавковой камере, проверку пропускной способности дозирующих элементов карбюратора, регулировку положения иглы главного жиклера.

## Глава 12

# СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ДИЗЕЛЯХ. ТОПЛИВНЫЕ НАСОСЫ И ФОРСУНКИ

## § 1. СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ДИЗЕЛЯХ

Образование горючей смеси в дизеле происходит внутри его цилиндра следующим образом. Топливо в цилиндр впрыскивается через форсунку под давлением, в несколько раз превышающим давление воздуха в конце такта сжатия. При этом скорость истечения топлива достигает 150—400 м/сек. Вследствие трения о воздух струя топлива дробится на мелкие капельки диаметром 0,002—0,003 мм, которые образуют топливный факел, имеющий форму конуса. Угол конуса распыливания зависит в основном от формы и размеров сопла, давления впрыска, вязкости топлива и давления воздуха в цилиндре.

Смесеобразование в дизелях протекает за очень короткий промежуток времени. Это обстоятельство, а также плохая испаряемость дизельных топлив затрудняют процесс смесеобразования.

Для получения горючей смеси, способной быстро и полностью сгорать, нужно, чтобы топливо было распылено на возможно более мелкие частицы (наиболее тонко) и чтобы каждая частица имела вокруг себя необходимое для полного сгорания количество кислорода. Добиться такого равномерного распределения распыленного топлива в воздухе, находящемся в камере сгорания, трудно. Поэтому в цилиндр дизеля вводят воздуха больше, чем это теоретически необходимо ( $\alpha = 1,20—1,65$ ).

Чтобы уменьшить коэффициент избытка воздуха, а следовательно, повысить среднее эффективное давление и литровую мощность дизеля, нужно улучшать качество смесеобразования. Для этого необходимо выполнение следующих условий:

- 1) согласование формы камеры сгорания с формой, размером, числом и расположением топливных факелов, выходящих из форсунки;
- 2) создание в камере сгорания интенсивных воздушных потоков (вихрей), которые способствуют перемешиванию топлива с воздухом перед самовоспламенением и затем — наиболее полному сгоранию;

- 3) тонкое распыливание топлива;
- 4) однородное распыливание топлива, то есть раздробление струи на капли, размер которых примерно одинаков;
- 5) достаточная дальнобойность топливного факела.

Выполнение первых двух условий или по крайней мере одного из них обеспечивается применением камер сгорания специальных конструкций.

Тонкость и однородность распыливания топлива достигаются двумя способами: а) увеличением давления впрыска, так как при этом создается большая скорость истечения топлива; б) уменьшением диаметра сопловых отверстий форсунки.

Чем меньше вязкость топлива, тем тоньше и однороднее распыляется топливо.

Дальнобойность топливного факела увеличивается при повышении давления впрыска и уменьшается при увеличении давления в камере сгорания. Последнее является следствием повышения сопротивления газовой среды проникновению в него частиц топлива.

**Типы камер сгорания.** Камеры сгорания современных дизелей по конструкции делятся на два типа: *разделенные* и *неразделенные*.

Разделенные камеры сгорания состоят из двух частей: основной камеры 8 (рис. 121), ограниченной днищем поршня 2 и поверхностью головки 4 цилиндров, и дополнительной камеры, расположенной в головке цилиндров. Основная и дополнительная камеры сообщаются между собой одним или несколькими каналами.

Дизели с разделенными камерами сгорания образуют две основные группы: 1) с вихревыми камерами; 2) с предкамерами.

*Камера сгорания дизеля с вихревой камерой сгорания* (рис. 121, а) состоит из основной 8 и вихревой 6 камер, соединенных диффузором 7. Вихревая камера чаще всего имеет форму шара (Д-50 и СМД-14). Объем вихревой камеры составляет 60—70% всего объема камеры сгорания. В такте сжатия воздух вытесняется поршнем из цилиндра через диффузор 7 в вихревую камеру 6. Форма вихревой камеры способствует созданию в ней интенсивных вихревых потоков воздуха. Топливо, впрыскиваемое форсункой 3, подхватывается воздушным потоком, хорошо перемешивается с воздухом и самовоспламеняется. При сгорании топлива в вихревой камере давление и температура продуктов сгорания (газов) повышаются и они вместе с несгоревшей частью топлива перетекают в основную камеру 8 сгорания, где перемешиваются с неиспользованным

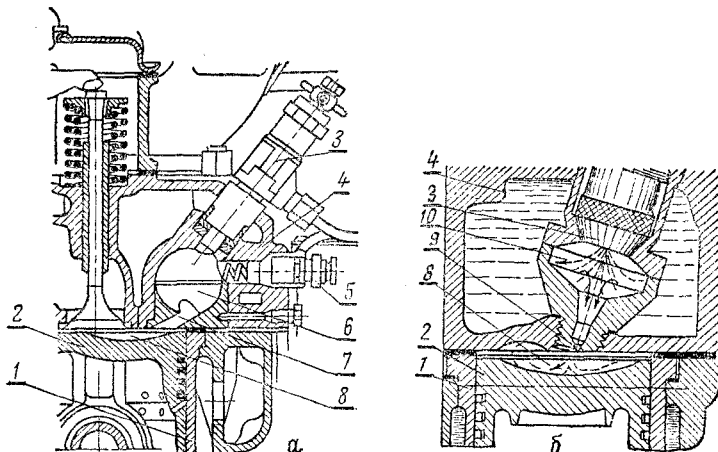


Рис. 121. Разделенные камеры сгорания:

а — вихревая камера (дизель Д-50); б — предкамера: 1 — гильза цилиндра; 2 — поршень; 3 — форсунка; 4 — головка цилиндров; 5 — свеча накаливания; 6 — вихревая камера; 7 — диффузор; 8 — основная камера; 9 — соединительный канал; 10 — предкамера.

еще воздухом. В основной камере топливо сгорает полностью. В дизелях с вихревыми камерами интенсивное вихревое движение во время процессов сжатия и сгорания является главным фактором, обеспечивающим качественное смесеобразование.

Основные преимущества вихревых камер таковы: смесеобразование происходит при сравнительно невысоком давлении впрыска ( $110\text{--}130 \text{ кг/см}^2$ ); мягкая работа дизеля — нарастание давления не превышает  $2\text{--}3 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота коленчатого вала.

К недостаткам вихревых камер следует отнести: повышенные удельные расходы топлива ( $190\text{--}200 \text{ г/л.с.ч.}$ ) вследствие больших гидравлических и тепловых потерь при протекании газов из одной камеры в другую и более трудный пуск дизеля по причине повышенной теплопередачи от газов стенкам камеры сгорания.

Камера сгорания дизеля с предкамерой (рис. 121, б) состоит из основной камеры 8 и предкамеры 10. Объем предкамеры составляет  $25\text{--}40\%$  общего объема камеры сгорания.

Процесс смесеобразования и сгорания в дизелях с предкамерами происходит следующим образом. В такте сжатия часть воздуха перетекает из цилиндра 1 через соединительный канал 9 в предкамеру 10. Топливо, впрыскиваемое форсункой 3 в предкамеру, дополнительно распыливается встречными струями воздуха и самовоспламеняется. Так как в предкамере находится небольшая часть воздушного заряда, то в ней сгорает только часть впрыснутого топлива. При этом давление и температура в предкамере 10 повышаются и газы вместе с несгоревшим топливом с большой скоростью ( $200\text{--}300 \text{ м/сек}$ ) через соединительный канал 9 перетекают в основную камеру 8. Здесь образуется интенсивное вихревое движение, и несгоревшее топливо, хорошо перемешиваясь с воздухом сгорает.

Дизели с предкамерами работают при давлении впрыска  $100\text{--}130 \text{ кг/см}^2$ . Их достоинства и недостатки такие же, как у дизелей с вихревыми камерами.

Неразделенные камеры сгорания представляют собой единый объем, ограниченный днищем поршня и поверхностями головки и стенок цилиндра (рис. 122). В этот объем через форсунку впрыскивается топливо в виде одной или нескольких струй, и в нем происходят процессы смесеобразования и сгорания. Для лучшего использования воздушного заряда форму неразделенной камеры сгорания приспособляют к форме топливных факелов. Она должна способствовать созданию интенсивного вихревого движения воздуха.

Основными преимуществами дизелей с неразделенными камерами сгорания (с непосредственным впрыском топлива) по сравнению с дизелями с разделенными камерами сгорания являются высокая экономичность ( $g_e = 160\text{--}175 \text{ г/л. с. ч.}$ ) и сравнительно легкий пуск. Это объясняется компактностью камеры сгорания (на единицу объема приходится относительно небольшая поверхность) и отсутствием потерь энергии на преодоление гидравлических сопротивлений при перетекании газов из одной камеры в другую.

К недостаткам дизелей с неразделенными камерами сгорания следует отнести жесткую ра-

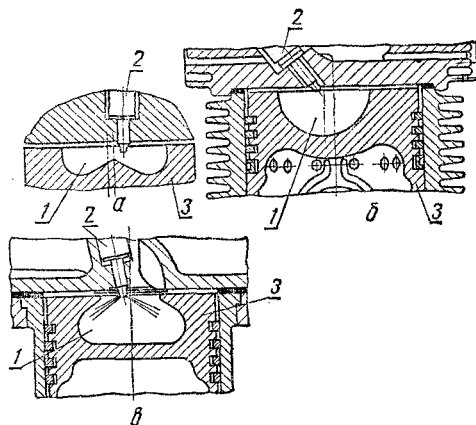


Рис. 122. Неразделенные камеры сгорания: а — дизелей ЯМЗ-236, ЯМЗ-238НБ, АМ-01 и АМ-41; б — дизеля Д-37М; в — дизеля Д-108; 1 — камера сгорания; 2 — форсунка; 3 — поршень.

боту (нарастание давления в процессе сгорания на  $1^\circ$  поворота коленчатого вала составляет  $6-10 \text{ кг/см}^2$ ), повышенные требования к качеству применяемого топлива и необходимость иметь высокое давление впрыска.

Неразделенные камеры сгорания в последние годы получили широкое распространение на дизелях ЯМЗ-236, ЯМЗ-238НБ, АМ-01, АМ-41 (рис. 122, а), Д-37М (рис. 122, б), Д-21, Д-108 и Д-130 (рис. 122, в).

Если смесеобразование в дизелях с неразделенными камерами сгорания характеризуется равномерным распределением тонко распыленного топлива по всему объему камеры сгорания, то его называют *объемным*.

В дизелях с неразделенными камерами сгорания применяется пленочное смесеобразование (М-процесс), которое протекает следующим образом. В объем камеры сгорания, находящейся в поршне, многодырчатая форсунка распыливает  $5-7\%$  цикловой подачи топлива, а его основная часть попадает на стенки горячей камеры сгорания и распределяется на них в виде тонкой пленки, толщина которой не превышает  $0,015 \text{ мм}$ . Вначале воспламеняется топливо, распыленное в сжатом воздухе, а топливная пленка, попавшая на горячие стенки камеры сгорания, испаряется и вихревыми потоками воздушного заряда постепенно подается в зону горения. Постепенное сгорание топлива обеспечивает мягкую, относительно бесшумную и экономичную работу дизеля и возможность использовать различные топлива (бензин, керосин и дизельное).

В камерах сгорания дизелей Д-108, Д-37 и Д-21 только часть топлива попадает на стенки камеры сгорания и образует пленку, поэтому смесеобразование в них можно отнести к *объемно-пленочному*.

Большое влияние на показатели работы дизеля оказывает угол опережения впрыска топлива форсункой. Если топливо впрыснуто рано, дизель будет работать жестко, а если топливо впрыснуто поздно, сгорание произойдет при расширении газов. В этом случае потери тепла в охлаждающую среду и с отработавшими газами увеличатся, а следовательно, мощность и экономичность дизеля понизятся.

## § 2. УСТРОЙСТВО И РАБОТА МНОГОПЛУНЖЕРНЫХ ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ

Топливный насос служит для подачи под давлением к форсунке каждого цилиндра в определенный момент и за определенный промежуток времени одинаковой и точно отмеренной порции топлива, соответствующей данной нагрузке дизеля.

Топливные насосы модели ТН-8,5×10 (ТН-8510), устанавливаемые на большинстве дизелей, состоят из секций насоса (насосные элементы и механизм их привода) и механизма регулирования количества подаваемого топлива. По принципу работы они относятся к плунжерным насосам золотникового типа. Их насосные элементы смонтированы в съемной головке.

Секция топливного насоса модели ТН-8510 (рис. 123, а и б) представляет собой насос плунжерного (поршневого) типа. Всасывание и нагнетание топлива производятся плунжером 13 при его возвратно-поступательном движении в гильзе 14. Коленчатый вал дизеля посредством шестерен распределения приводит во вращение кулачковый вал 1 насоса. При этом выступающая часть кулачка, набегая на ролик 20, который катится по поверхности кулачка, перемещает вверх толкатель 19. Вместе с толкателем поднимается плунжер 13, прижатый к торцу регулировочного болта 17 толкателя пружиной 15. Когда выступ кулачка выйдет из-под ролика, плунжер и толкатель под действием сжатой пружины опустятся и займут первоначальное положение.

При движении плунжера вверх происходит ход нагнетания топлива, при движении вниз — ход всасывания. Ход плунжера равен  $10 \text{ мм}$ , а его диаметр —  $8,5 \text{ мм}$ .

Гильза 14 имеет два сквозных отверстия: впускное 10 и перепускное 5. Впускное отверстие расположено несколько выше перепускного. Гильзы насосных секций установлены в одной общей головке 3, продольные каналы 11 и 4 которой заполнены топливом, поступающим из фильтра тонкой очистки.

Впускное отверстие каждой гильзы соединено с каналом 11, а перепускное — с каналом 4.

Верхнее отверстие гильзы закрывается нагнетательным клапаном 8, установленным в седло 9. Седло прижимается к гильзе штуцером 7, ввернутым в головку, а нагнетательный клапан — пружиной 6, вставленной в штуцер.

При движении плунжера вниз топливо с момента открытия впускного отверстия 10 (рис. 123, в) поступает из канала 11 и заполняет полость над плунжером в гильзе. При движении плунжера вверх топливо в начальный период вытесняется из гильзы через впускное отверстие обратно в канал 11 головки. Когда верхняя кромка плунжера перекроет впускное отверстие, начнется активный ход плунжера, при котором в надплунжерной полости гильзы повышается давление. Под действием давления клапан 8 откроется (рис. 123, г), и топливо нагнетается по топливопроводу в форсунку.

При дальнейшем движении плунжера отсечная кромка 2 (рис. 123, д) откроет перепускное отверстие 5. Вследствие большого давления в надплунжерной полости топливо через центральное вертикальное отверстие 21, радиальное отверстие 22 и вертикальную канавку 23 плунжера начнет перетекать по перепускному отверстию 5 в канал 4 головки. В результате уменьшения давления над плунжером пружина 6 и остаточное давление в топливопроводе прижмут нагнетательный клапан к седлу 9, и клапан разведет надплунжерную полость гильзы и топливопровод в период перепуска и всасывания топлива.

При опускании нагнетательного клапана в седло вначале входит его цилиндрический поясok 27, называемый разгрузочным. Действуя как поршень, разгрузочный поясok освобождает часть топливопровода высокого давления на величину своего объема. В результате этого давление топлива в топливопроводе высокого давления резко снижается приблизительно до 20—25 кг/см<sup>2</sup>, и форсунка четко и быстро прекращает подачу топлива в цилиндр дизеля.

В момент открытия отсечной кромкой плунжера перепускного отверстия заканчивается активный ход — нагнетание. Дальнейшее движение плунжера вверх происходит вхолостую, так как топливо перетекает через вертикальное и горизонтальные отверстия в плунжере и перепускное отверстие 5 в канал 4 головки. По мере того как выступ кулачка вала 1 (рис. 123, а) выходит из-под ролика, пружина 15 разжимается и опускает плунжер, открывая впускное отверстие 10. После этого весь процесс повторяется.

Изменение мощности дизеля осуществляется увеличением или уменьшением количества топлива, подаваемого в его цилиндры.

Для изменения количества подаваемого топлива нужно изменить активный ход плунжера 13, повернув его за поводок 26. Когда плунжер находится в положении, показанном на рисунке 123, е, топливо не подается, так как при подъеме плунжера оно из надплунжерной полости по вертикальному 21 и радиальному 22 отверстиям и далее через перепускное отверстие 5 перетекает в продольный канал 4 головки топливного насоса. При повороте плунжера из положения, показанного на рисунке 123, е, против часовой стрелки (если смотреть сверху) начинается подача топлива, и по мере поворота в этом направлении (рис. 123, ж) она будет увеличиваться. Когда плунжер из положения, показанного на рисунке 123, ж, поворачивают по часовой стрелке, подача топлива уменьшается.

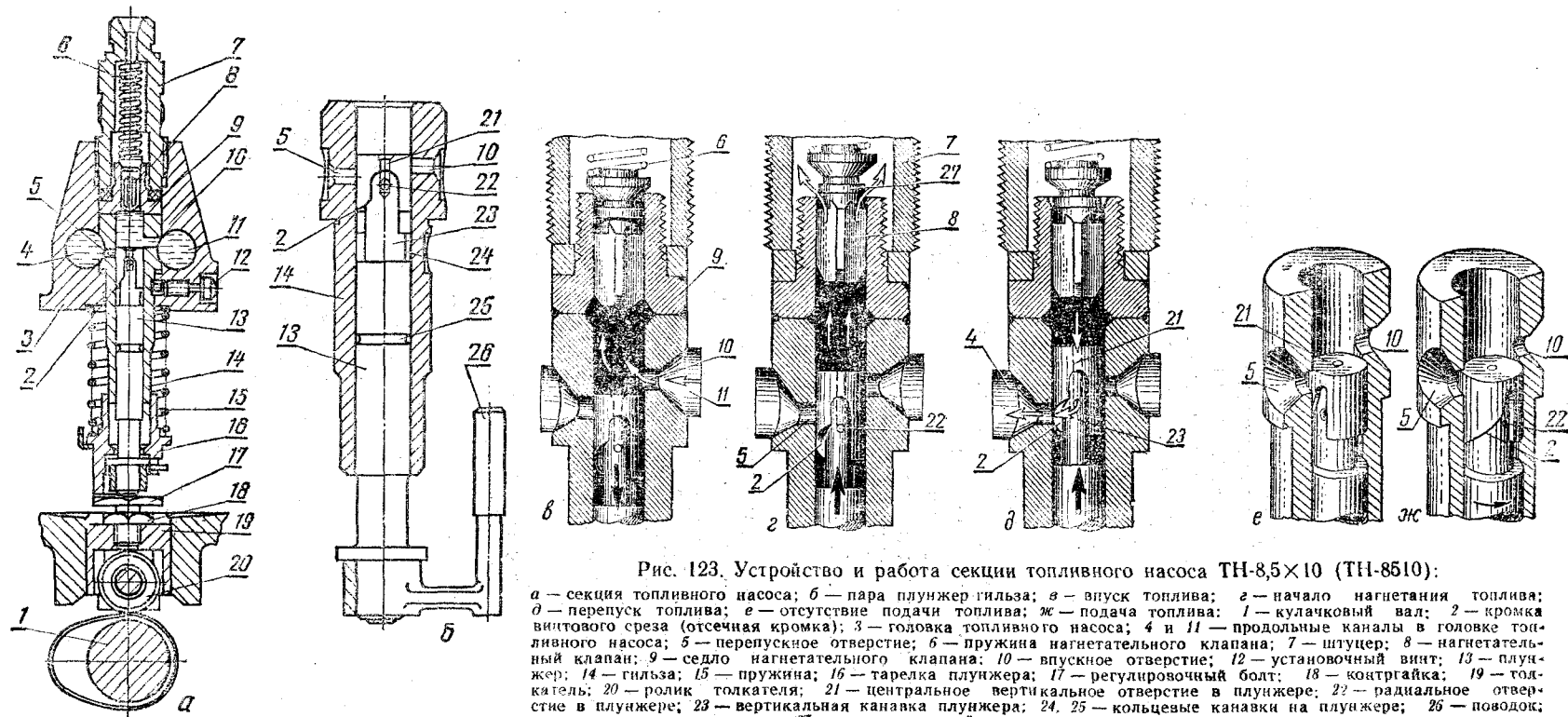


Рис. 123. Устройство и работа секции топливного насоса ТН-8,5×10 (ТН-8510):

а — секция топливного насоса; б — пара плунжер гильза; в — впуск топлива; г — начало нагнетания топлива; д — перепуск топлива; е — отсутствие подачи топлива; ж — подача топлива; 1 — кулачковый вал; 2 — кромка винтового среза (отсечная кромка); 3 — головка топливного насоса; 4 и 11 — продольные каналы в головке топливного насоса; 5 — перепускное отверстие; 6 — пружина нагнетательного клапана; 7 — штуцер; 8 — нагнетательный клапан; 9 — седло нагнетательного клапана; 10 — впускное отверстие; 12 — установочный винт; 13 — плунжер; 14 — гильза; 15 — пружина; 16 — тарелка плунжера; 17 — регулировочный болт; 18 — контргайка; 19 — толкатель; 20 — ролик толкателя; 21 — центральное вертикальное отверстие в плунжере; 22 — радиальное отверстие в плунжере; 23 — вертикальная канавка плунжера; 24, 25 — кольцевые канавки на плунжере; 26 — поводок; 27 — цилиндрический пояс нагнетательного клапана.



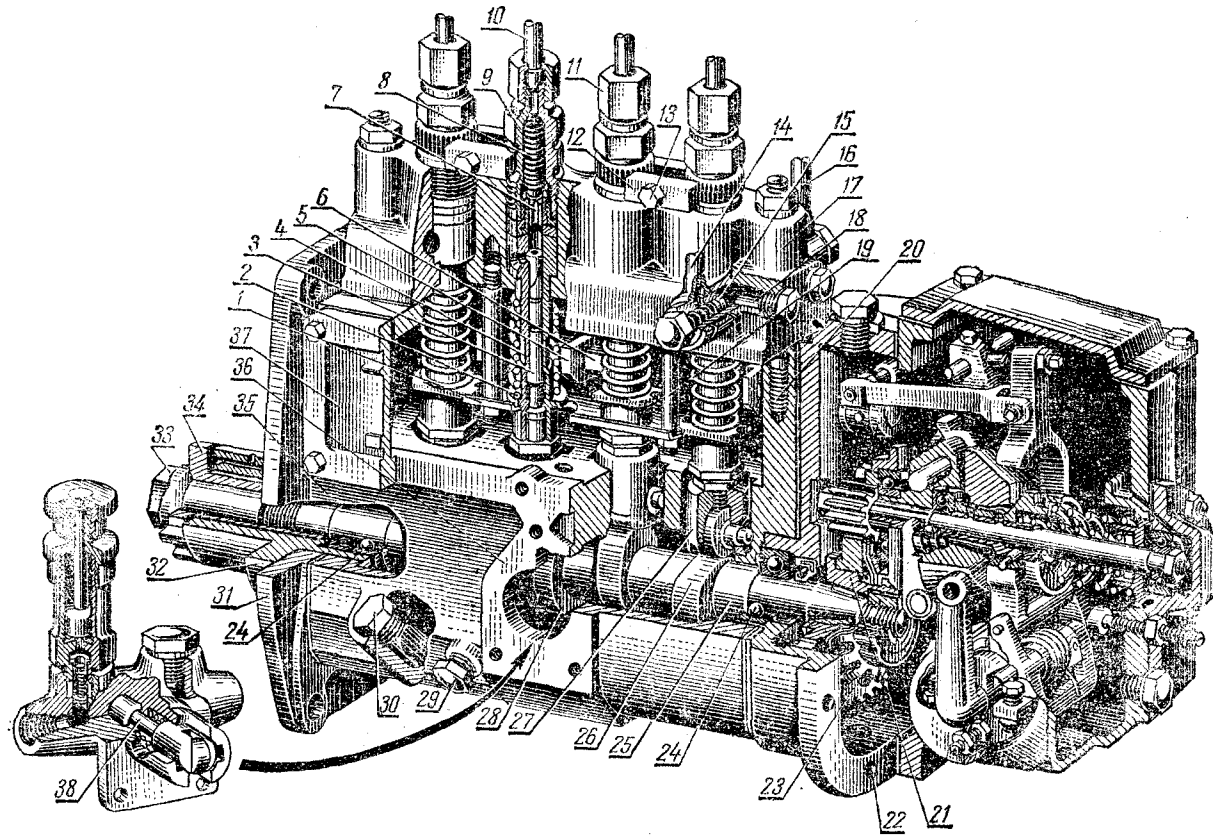


Рис. 124. Топливный насос типа ЛСТН-48510 с регулятором:

1 — планка; 2 — пружина плунжера; 3 — плунжер; 4 — гильза; 5 — хомут; 6 — рейка; 7 — нагнетательный клапан; 8 — пружина нагнетательного клапана; 9 — штуцер; 10 — топливпровод высокого давления; 11 — накидная гайка; 12 — планка; 13 — болт; 14 — трубка перепуска топлива; 15 — перепускной клапан; 16 — топливопровод; 17 — головка топливного насоса; 18 — продольный канал; 19, 20 — шпильки; 21 — втулка; 22 — коробчатый фланец; 23 — шестерня кулачкового вала насоса; 24 — шарикоподшипники; 25 — кулачковый вал; 26 — кулачок; 27 — толкатель; 28 — эксцентрик; 29, 30 — пробки; 31 — плита; 32 — установочный фланец; 33 — гайка; 34 — шлицевая втулка; 35 — корпус топливного насоса; 36 — площадка для крепления подкачивающей помпы; 37 — крышка люка; 38 — подкачивающая помпа.

Таким образом, поворот плунжера вокруг своей оси изменяет количество подаваемого в цилиндр дизеля топлива, а следовательно, и мощность дизеля. При этом общий ход плунжера и момент начала подачи топлива остаются постоянными, а момент окончания подачи меняется в зависимости от положения отсечной кромки плунжера относительно перепускного отверстия.

При нагнетании насосом топливо несколько сжимается, а топливопроводы немного расширяются. Поэтому для обеспечения наиболее выгодного угла опережения впрыска топлива форсункой топливный насос должен начать подачу (нагнетание) топлива еще чуть раньше.

Угол, на который повернется коленчатый вал от положения, соответствующего началу подачи топлива насосом, до положения, когда поршень придет в в.м.т., называется *углом опережения подачи топлива*.

**Топливный насос ЛСТН-48510** с регулятором (рис. 124) устанавливается на дизелях СМД-14.

Корпус 35 топливного насоса представляет собой коробчатую чугунную отливку, в которой устанавливаются все узлы и детали насоса. Внутри корпус разделен горизонтальной перегородкой на две полости: верхнюю и нижнюю. В верхней полости размещаются выступающие из головки 17 части плунжерных пар и механизм для изменения количества подаваемого топлива.

В четырех вертикальных отверстиях горизонтальной перегородки установлены толкатели 27.

Крышкой 37 закрывается отверстие в стенке корпуса для доступа к механизму регулирования подачи топлива и к толкателям.

К передней стенке корпуса привернуты плита 31 и установочный фланец 32, а к задней стенке — коробчатый фланец 22 для крепления регулятора.

Кулачковый вал 25 насоса вращается на двух шарикоподшипниках 24, посаженных в расточенные гнезда установочного фланца 32 и коробчатого фланца 22. Вал изготовлен из стали и имеет четыре кулачка одинакового профиля, расположенные под углом  $90^\circ$  друг к другу. На цилиндрической поверхности вала, вблизи первого кулачка, нанесена риска, служащая указателем положения вала при сборке насоса.

В отличие от профиля кулачков насоса ТН-8510 (рис. 125, а) кулачки насоса ЛСТН-48510 (рис. 125, б) имеют тангенциальный профиль и более крутой подъем. При таком профиле кулачка увеличивается скорость движения плунжера, а следовательно, сокращается продолжительность впрыска топлива форсункой и благодаря большей скорости возрастания давления впрыскиваемого топлива повышается качество распыливания топлива. Все это способствует улучшению экономичности дизеля.

Специальный эксцентрик 28 (рис. 124) при вращении вала 25 приводит в действие подкачивающую помпу 38, которая крепится к площадке 36.

Шарикоподшипники кулачкового вала и трущиеся поверхности деталей, расположенных в нижней половине корпуса 35 насоса, смазываются дизельным маслом, которое заливают через отверстие, закрываемое пробкой 30 (до уровня кромки этого отверстия). Чтобы масло не вытекало наружу, за шарикоподшипниками поставлены самоподжимные сальники. Масло выпускается из насоса через отверстие, закрываемое пробкой 29.

Трущиеся поверхности гильзы и плунжера смазываются топливом, проникающим в зазор между ними. Для лучшего распределения топлива на поверхности плунжера сделана кольцевая канавка 25 (рис. 123, б).

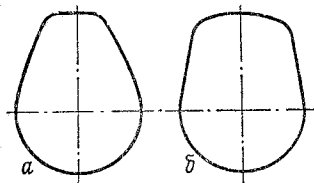


Рис. 125. Типы профилей кулачков валов топливных насосов:

а — ТН-8510; б — ЛСТН-48510, ТН-8510Т и УТН-5.

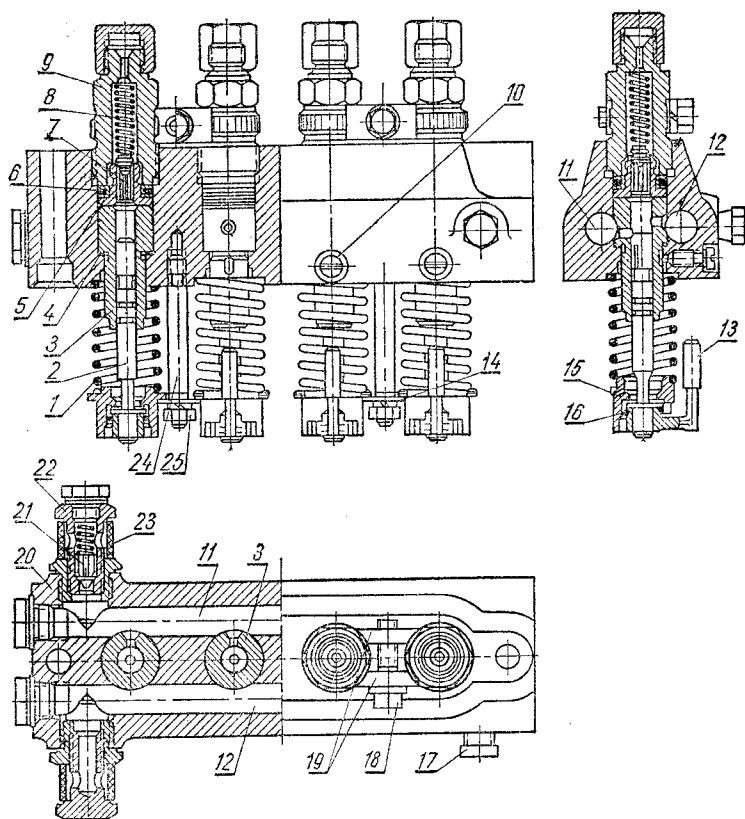


Рис. 126. Головка топливного насоса ЛСТН-48510:

1 — пружина плунжера; 2 — плунжер; 3 — гильза; 4, 6 — прокладки; 5 — седло нагнетательного клапана; 7 — нагнетательный клапан; 8 — пружина нагнетательного клапана; 9 — штуцер; 10 — установочный винт; 11 — топливоподводящий канал; 12 — топливоотводящий канал; 13 — поводок; 14 — планка; 15 — тарелка плунжера; 16 — пружинное кольцо; 17 — пробка; 18 — винт; 19 — планки; 20 — корпус головки; 21 — перепускной клапан; 22 — гнездо перепускного клапана; 23 — топливопровод; 24 — шпилька; 25 — гайка.

Устройство головки топливного насоса показано на рисунке 126. Гильза 3, плунжер 2, нагнетательный клапан 7 и его седло 5 изготовлены из высококачественной легированной стали и термически обработаны до высокой твердости. Чтобы обеспечить необходимую герметичность в плунжерной паре при больших давлениях ( $200 \text{ кг/см}^2$  и более), трущиеся поверхности этих деталей тщательно полируют и притирают друг к другу. В паре плунжер — гильза диаметральный зазор должен быть выдержан в пределах  $0,001\text{--}0,002 \text{ мм}$ . Раскомплектовывать пару нельзя.

Гильзы 3 устанавливаются в вертикальные отверстия корпуса 20 головки. Каждая гильза закрепляется в определенном положении в головке при помощи установочного винта 10, входящего в канавку на наружной поверхности гильзы. Для уплотнения под опорный буртик гильзы установлена медная прокладка 4.

Чтобы удержать плунжер 2 и пружину 1 в собранном положении при установке головки на корпус и снятии ее с корпуса, тарелки пружин стопорятся снизу общей планкой 14, прикрепленной гайками 25 к шпилькам 24.

Для обеспечения герметичности нагнетательный клапан 7 и седло 5 подбирают и притирают совместно, причем раскомплектовка их не допускается.

Между фланцем седла 5 и нижним торцом штуцера 9 для уплотнения установлена капроновая прокладка 6.

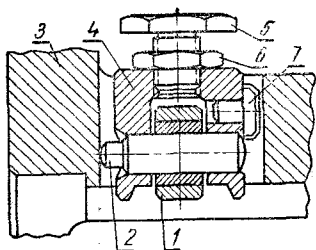


Рис. 127. Толкатель топливных насосов модели ТН-8510:

1 — ролик; 2 — ось; 3 — корпус насоса; 4 — корпус толкателя; 5 — регулировочный болт; 6 — контргайка; 7 — фиксатор.

0,5—0,9 кг/см<sup>2</sup> открывается, и избыток топлива отводится по топливопроводу 23 обратно в подкачивающую помпу. Перепускной клапан 21 устанавливается в стальную втулку (гнездо) 22, ввернутую в корпус 20 головки. В последние годы перепускной клапан 21 делают шариковым.

Толкатель насоса состоит из корпуса 4 (рис. 127), оси 2, ролика 1, регулировочного болта 5 с контргайкой 6 и фиксатора 7. Все детали толкателя изготовлены из стали и термически обработаны. Болт 5 служит для регулирования момента (угла) начала подачи топлива секцией топливного насоса. При вывертывании болта из толкателя топливо подается раньше, то есть угол начала подачи топлива увеличивается, а при ввертывании болта топливо подается позднее (ближе к в.м.т.) и, следовательно, угол начала подачи топлива уменьшается. Фиксатор 7 запрессован в корпус 4 толкателя и предохраняет его от проворачивания, предотвращая тем самым повышенный износ.

В паспорте насоса для каждой модели дизеля указывается наиболее благоприятное (оптимальное) значение угла начала подачи топлива по углу поворота кулачкового вала насоса относительно верхней мертвой точки толкателя.

Количество подаваемого насосом топлива изменяется при помощи рейки 5 (рис. 128), на которой стяжными болтами 4 закреплены хомутки 3. В прорезь каждого хомутка входит поводок 7 плунжера. Рейку 5 можно перемещать вдоль оси в отверстиях передней и задней стенок

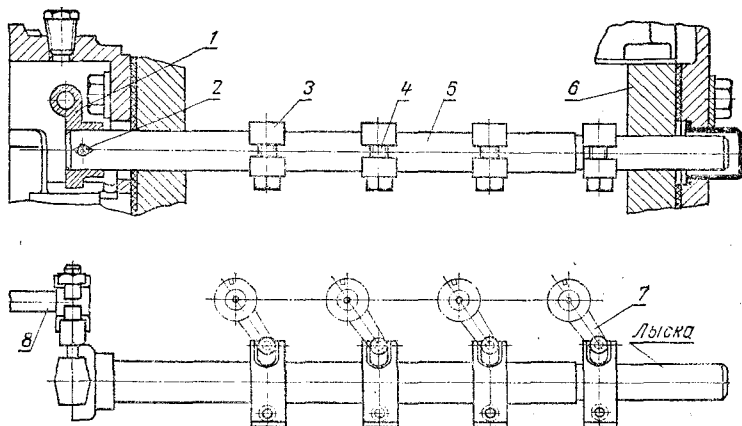


Рис 128. Механизм регулирования подачи топлива насосом модели ТН-8510:

1 — поводок; 2 — штифт; 3 — хомутки; 4 — болт; 5 — рейка; 6 — корпус топливного насоса; 7 — поводок плунжера; 8 — тяга регулятора.

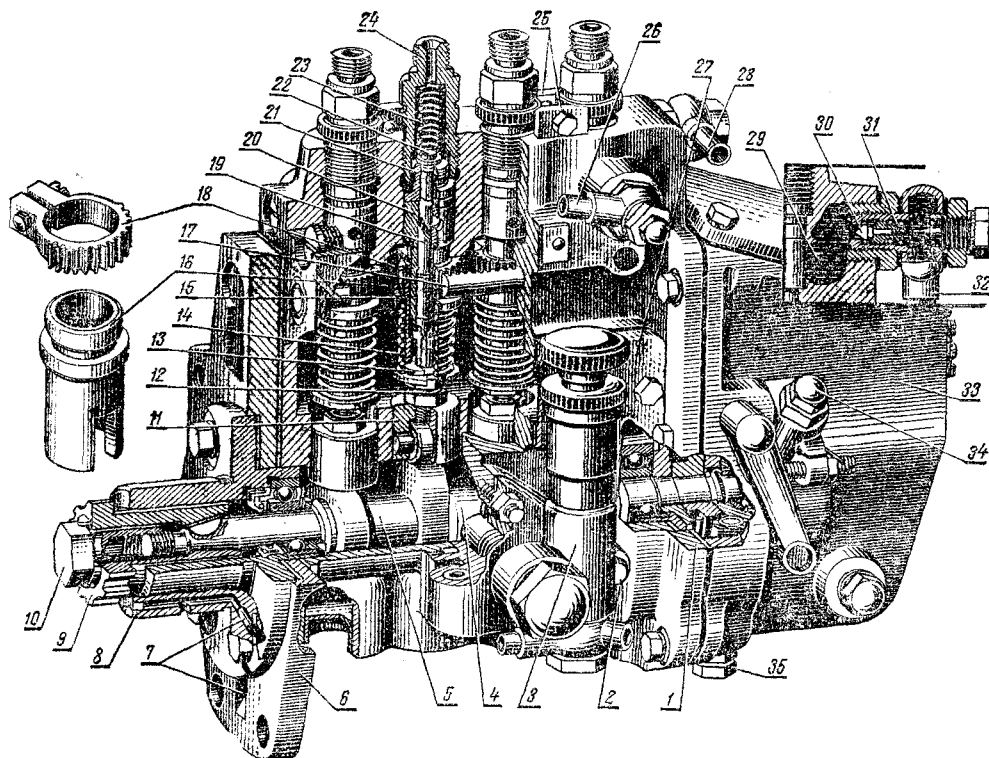


Рис. 129. Топливный насос УТН-5:

1 — корпус насоса; 2 — пробка для контроля уровня масла; 3 — подкачивающая помпа; 4 — эксцентрик; 5 — кулачковый вал; 6 — плита; 7 — канал для подвода масла; 8 — установочный фланец; 9 — шлицевая втулка; 10 — гайка; 11 — толкатель; 12 — регулировочный болт; 13, 15 — тарелки; 14 — пружина плунжера; 16 — поворотная втулка; 17 — рейка; 18 — зубчатый сектор; 19 — плунжер; 20 — гильза; 21 — седло нагнетательного клапана; 22 — нагнетательный клапан; 23 — пружина нагнетательного клапана; 24 — штуцер; 25 — планки; 26, 32 — перепускные топливопроводы; 27 — крышка люка; 28 — топливопровод для подвода топлива к насосу; 29 — канал для подвода топлива; 30 — перепускной клапан; 31 — пружина перепускного клапана; 33 — корпус регулятора; 34, 35 — пробки.

корпуса 6 насоса, и хомутики 3 будут поворачивать плунжеры в гильзах. Передвижение рейки вперед (по направлению к приводу насоса) увеличивает подачу топлива, передвижение рейки назад уменьшает подачу. На заднем конце рейки закреплен поводок 1, которым она связана с тягой 8 регулятора числа оборотов.

Устройство механизма для изменения количества подаваемого насосом топлива дает также возможность регулировать топливный насос на равномерность подачи топлива отдельными секциями.

На дизелях Д-48ЛС, АМ-41 и АМ-01 устанавливаются топливные насосы, имеющие такое же устройство, как и базовый топливный насос ТН-48510.

**Топливный насос УТН-5** устанавливают на тракторные дизели Д-37М и Д-50 (рис. 129). Секции этих насосов работают так же, как и секции насоса ТН-48510. Основное преимущество насоса УТН-5 в сравнении с насосом ТН-48510 заключается в том, что у него уменьшены вес — примерно в два раза (за счет применения для корпуса алюминиевого сплава), а длина — в полтора раза.

В отличие от насоса ТН-48510 у насоса УТН-5 на нижней части каждой гильзы 20 установлена поворотная втулка 16, на которой винтом закреплен зубчатый сектор 18. Втулка 16 удерживается пружиной 14 и имеет в нижней части паз, в который входят выступы плунжера 19. Зубчатый сектор 18 входит в зацепление с зубчатой рейкой 17.

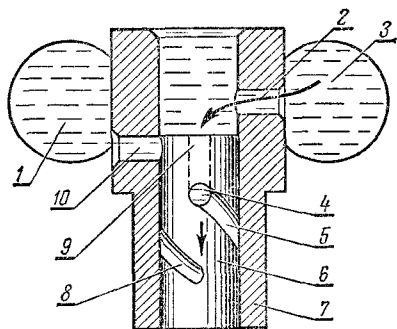


Рис. 130. Плунжер и гильза топливного насоса УТН-5:

1 и 3 — продольные каналы в головке топливного насоса; 2 — впускное отверстие; 4 — радиальное отверстие в плунжере; 5 — разгрузочная канавка; 6 — плунжер; 7 — гильза; 8 — канавка с отсечной кромкой; 9 — центральное вертикальное отверстие в плунжере; 10 — перепускное отверстие.

рых смонтирован в отдельном корпусе 22, механизма привода плунжеров, механизма изменения количества подаваемого топлива, корректора подачи топлива и ограничителя максимальной подачи топлива на период обкатки дизеля. Все узлы и детали насоса смонтированы в блоке 17.

Гильза 8 (рис. 132, а) насосного элемента имеет впускное отверстие 9 и фиксируется в корпусе 6 в определенном положении винтом 21. В верхней части плунжера 7 сделана продольная канавка 20, которая соединяет кольцевую канавку 22 с надплунжерным пространством. Часть верхней кромки канавки 22, так называемая отсечная кромка 23, выполнена по спиральной линии. На плунжере стяжным винтом 4 закреплен зубчатый сектор 2.

Нагнетательный клапан 11 прижимается к седлу 10 пружиной 17. Назначение и устройство нагнетательного клапана те же, что и нагнетательного клапана насоса ТН-48510. Седло нагнетательного клапана прижимается к торцу гильзы штуцером 19, который стопорится рифленным кольцом 16 и штифтом 15.

При движении плунжера вниз топливо из фильтра поступает через канал 27 (рис. 131) и впускное отверстие 28 в надплунжерное пространство. При движении плунжера вверх он перекрывает впускное отверстие. Под давлением топлива открывается нагнетательный клапан 11 (рис. 132, а), и топливо по топливopроводу высокого давления подается к форсунке. Подача топлива происходит до тех пор, пока отсечная кромка 23 канавки 22 не откроет впускное отверстие 9.

Количество подаваемого топлива изменяется поворотом плунжера при передвижении зубчатой рейки 16 (рис. 131), находящейся в зацеплении с зубчатым сектором 8. Посредством поводка 24 и тяги 3 рейка 16 соединена с регулятором.

При движении тяги 3 вправо подача топлива увеличивается, а при движении влево — уменьшается. В крайнем левом положении тяги 3 продольная канавка 20 (рис. 132, а) плунжера устанавливается против впускного отверстия 9 гильзы, и подачи топлива не будет. В крайнем правом положении тяги 3 (рис. 131), когда гайка-ограничитель 2 коснется пластинчатой пружины 1 корректирующего устройства, подача топлива будет наибольшей.

Для выпуска воздуха из топливной системы игла 29 продувочного вентиля вывертывается из корпуса 22. При установке насосного элемента в блок 17 зуб сектора, отмеченный головкой заклепки 24 (рис. 132, б), нужно ввести в зацепление с меченой впадиной рейки.

Если рейку перемещать, то будут поворачиваться секторы 18 с втулками 16 и плунжеры 19 в гильзах 20 и, следовательно, изменится количество подаваемого топлива.

В усовершенствованных конструкциях насоса УТН-5 верхняя часть плунжера 6 (рис. 130) изменена. Введена разгрузочная канавка 5 и радиальное отверстие 4. При наличии разгрузочной канавки давление топлива на обе стороны плунжера 6 во время нагнетания топлива одинаковое, и поэтому плунжер изнашивается меньше.

Насос имеет сапун. Излишки масла из корпуса насоса сливаются через трубку.

**Топливный насос дизеля Д-108** (рис. 131) состоит из четырех съемных насосных элементов, каждый из кото-

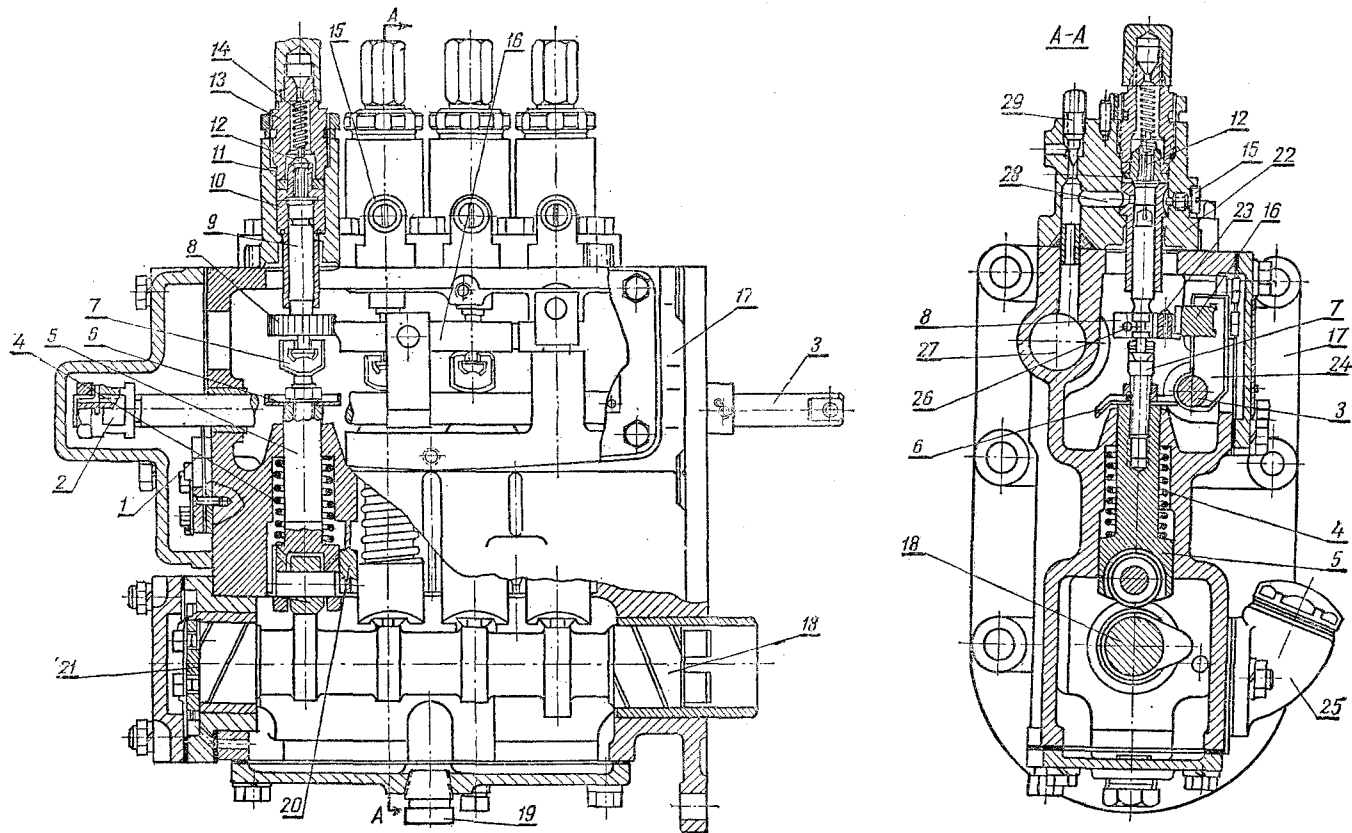


Рис. 131. Топливный насос дизеля Д-108:

1 — пластинчатая пружина корректора; 2 — гайка-ограничитель; 3 — тяга; 4 — пружина толкателя; 5 — толкатель; 6 — лоток; 7 — регулировочный болт; 8 — зубчатый сектор; 9 — плунжер; 10 — гильза; 11 — седло; 12 — клапан; 13 — штуцер; 14 — пружина; 15 — стопорный винт; 16 — зубчатая рейка; 17 — блок; 18 — кулачковый вал; 19 — пробка; 20 — упор; 21 — диск; 22 — корпус насосного элемента; 23 — заклепка; 24 — поводок; 25 — горловина; 26 — стяжной болт; 27 — канал; 28 — впускное отверстие; 29 — игла продувочного вентиля.

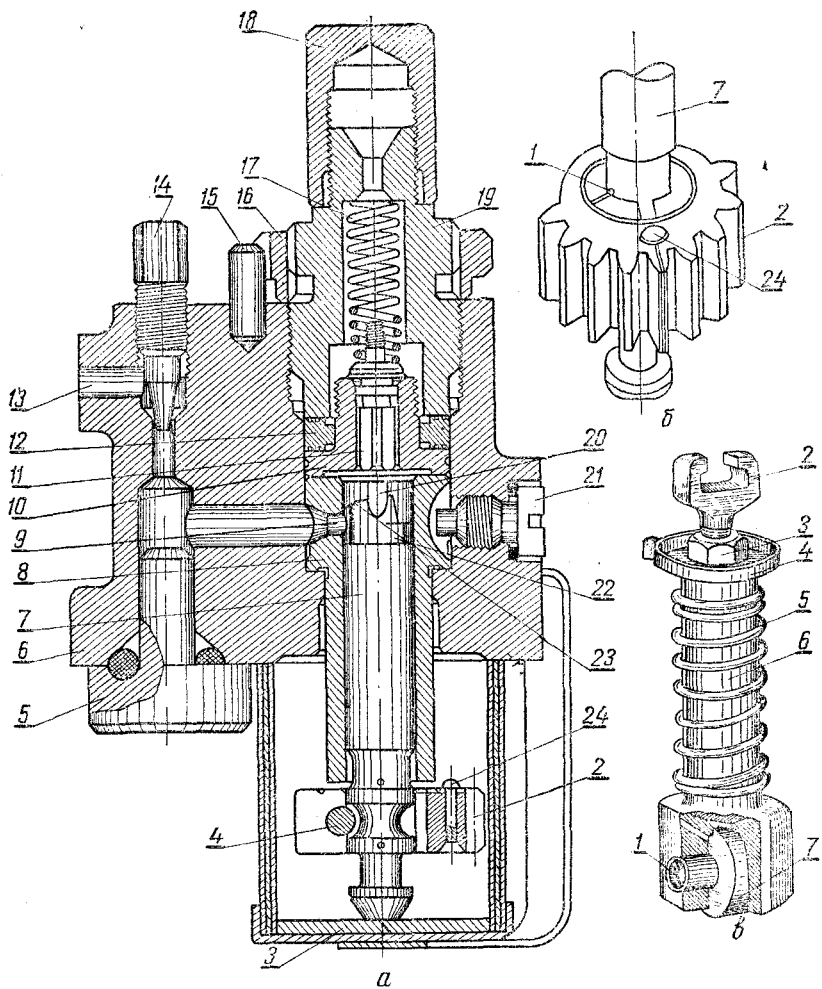


Рис. 132. Насосный элемент и толкатель топливного насоса дизеля Д 108:  
*a* — насосный элемент; *б* — расположение установочных меток; 1 — метка на плунжере; 2 — зубчатый сектор; 3 — защитный колпачок с пружинкой; 4 — стяжной винт; 5 — защитная заглушка; 6 — корпус; 7 — плунжер; 8 — гильза; 9 — впускное отверстие; 10 — седло нагнетательного клапана; 11 — нагнетательный клапан; 12 — медная прокладка; 13 — отверстие для выхода воздуха; 14 — игла продувочного вентиля; 15 — штифт; 16 — стопорное кольцо; 17 — пружина; 18 — защитная гайка-колпачок; 19 — штуцер; 20 — продольная канавка плунжера; 21 — стопорный винт; 22 — кольцевая канавка плунжера; 23 — отсечная кромка; 24 — заклепка; *б* — толкатель топливного насоса: 1 — ось ролика; 2 — регулировочный болт; 3 — контргайка; 4 — топливоотводящий лоток; 5 — пружина; 6 — корпус; 7 — ролик.

Механизм привода плунжеров состоит из четырех роликовых толкателей 5 (рис. 131), установленных в направляющих отверстиях горизонтальной перегородки блока 17, пружин 4 и кулачкового вала 18, установленного в двух бронзовых втулках. Толкатель состоит из алюминиевого корпуса 6 (рис. 132, *б*), в верхний торец которого ввернут вильчатый регулировочный болт 2 с контргайкой 3, топливоотводящего лотка 4 и ролика 7, вращающегося на оси 1.

Вилка болта толкателя охватывает головку плунжера, поэтому при движении толкателя плунжер движется вместе с ним. Пружиной 5 толкатель прижимается к кулачку вала. Болт 2 служит для регулирования момента начала подачи топлива секцией топливного насоса.

С целью уменьшения нагарообразования в выпускном трубопроводе при работе дизеля на холостом ходу вторая и третья секции насоса автоматически выключают подачу топлива. Это достигается тем, что плунжеры



второй и третьей секций имеют более широкую продольную канавку 20 (рис. 132).

Трущиеся поверхности деталей, расположенных в блоке насоса, смазываются автотракторным маслом АКп-10 (летом) или АКЗп-6 (зимой). Масло заливается через горловину 25 (см. рис. 131) до уровня верхнего обреза, а сливается через отверстие, закрываемое пробкой 19.

### § 3. ОДНОПЛУНЖЕРНЫЙ ТОПЛИВНЫЙ НАСОС

Многоплунжерные насосы конструктивно сложны, трудоемки в изготовлении, имеют большие габариты и вес. Этим недостатком лишен распределительный одноплунжерный насос НД-21/4, который является базовой моделью унифицированного ряда насосов для автотракторных двигателей с числом цилиндров от одного до двенадцати. На дизели Д-21 устанавливается насос этого ряда НД-21/2.

Краткое описание конструкции и работы насоса НД-21/4 (рис. 133,а) приведено ниже.

Алюминиевый корпус 29 насоса имеет полости для кулачкового механизма, секции высокого давления и регулятора.

Кулачковый вал 36 получает вращение от распределительных шестерен дизеля. Кулачок вала имеет четыре выступа 43. При набегании выступа 43 кулачка на ролик толкателя 3 плунжер 6 движется в гильзе 9 вверх — происходит ход нагнетания. Когда выступ кулачка выйдет из-под ролика толкателя, под действием пружины 5 плунжер движется вниз — происходит ход всасывания. За один оборот кулачкового вала 36 плунжер 6 совершает четыре двойных хода. Одновременно кулачковый вал через шестерни 34 и 32 вращает вертикальный вал 12 регулятора, а шестерня 22 на валу регулятора через промежуточную шестерню 7 и зубчатую втулку 4 поворачивает плунжер тоже на один оборот. Это дает возможность плунжеру распределять топливо по цилиндрам дизеля.

К одной из боковых стенок корпуса 29 крепится подкачивающая помпа 42, привод которой осуществляется от кулачкового вала 36 через эксцентриковый валик 30.

Секция насоса устанавливается в вертикальную полость корпуса. Она состоит из головки 1 (рис. 133, б), соединенной гайкой 2 с гильзой 3, плунжера 4, дозатора 5, зубчатой втулки 6, пружины 8 и тарелок 7 и 9. Головка 1 фиксируется на гильзе 3 двумя штифтами 15. В головке для каждого цилиндра дизеля установлен штуцер 14 с обратным 12 и нагнетательным 13 клапанами. После сборки детали секции насоса удерживаются монтажной чекой в отсечном отверстии в. Чеку удаляют после закрепления секции в корпусе 29 (рис. 133, а).

Чтобы топливо не могло проникнуть в нижнюю полость насоса, а масло не попадало в его верхнюю полость, в канавки гильзы 3 (рис. 133, б) устанавливаются два уплотнительных кольца 10.

Плунжер 4 имеет центральный канал г, распределительное отверстие д и отсечное отверстие в. Гильза 3 имеет поперечное окно б, в котором размещается дозатор 5, впускные отверстия а и распределительные каналы е.

При ходе плунжера вниз топливо по впускным отверстиям а поступает в надплунжерное пространство. При ходе плунжера вверх топливо до момента перекрытия торцом плунжера отверстий а вытесняется обратно в топливопровод низкого давления. Как только плунжер 4 перекроет отверстия а, топливо по центральному каналу г и распределительному отверстию д в плунжере начинает подаваться в канал е гильзы и далее через канал ж в головке 1, обратный 12 и нагнетательный 13 клапаны в штуцере 14 в топливопровод высокого давления.

Подача топлива кончается в момент выхода отсечного отверстия в из дозатора 5.

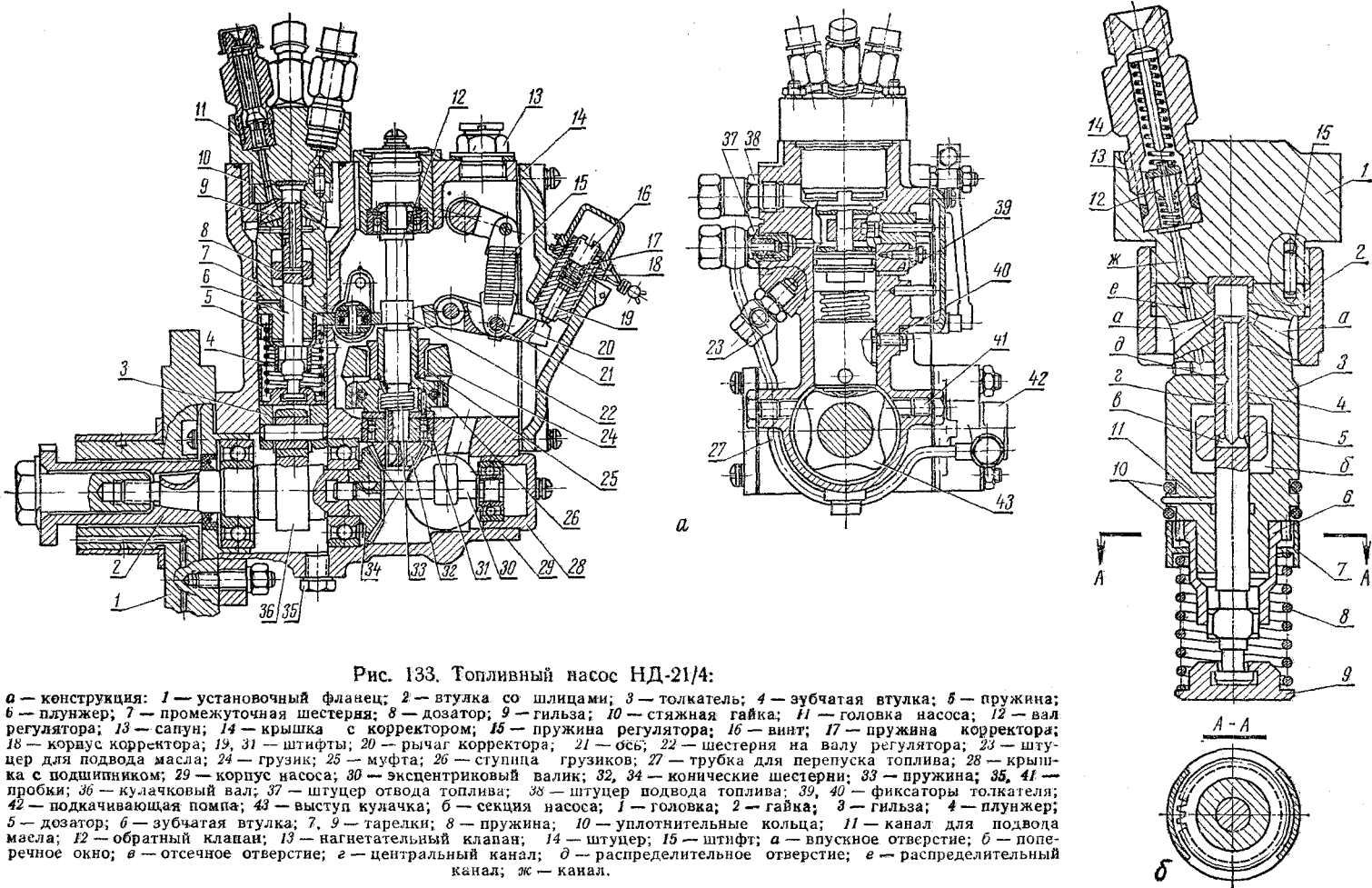


Рис. 133. Топливный насос НД-21/4:

*а* — конструкция: 1 — установочный фланец; 2 — втулка со шлицами; 3 — толкатель; 4 — зубчатая втулка; 5 — пружина; 6 — плунжер; 7 — промежуточная шестерня; 8 — дозатор; 9 — гильза; 10 — стяжная гайка; 11 — головка насоса; 12 — вал регулятора; 13 — сапун; 14 — крышка с корректором; 15 — пружина регулятора; 16 — винт; 17 — пружина корректора; 18 — корпус корректора; 19, 31 — штифты; 20 — рычаг корректора; 21 — ось; 22 — шестерня на валу регулятора; 23 — штуцер для подвода масла; 24 — грузик; 25 — муфта; 26 — ступица грузиков; 27 — трубка для перепуска топлива; 28 — крышка с подшипником; 29 — корпус насоса; 30 — эксцентриковый вал; 32, 34 — конические шестерни; 33 — пружина; 35, 41 — пробки; 36 — кулачковый вал; 37 — штуцер отвода топлива; 38 — штуцер подвода топлива; 39, 40 — фиксаторы толкателя; 42 — подкачивающая помпа; 43 — выступ кулачка; б — секция насоса; 1 — головка; 2 — гайка; 3 — гильза; 4 — плунжер; 5 — дозатор; 6 — зубчатая втулка; 7, 9 — тарелки; 8 — пружина; 10 — уплотнительные кольца; 11 — канал для подвода масла; 12 — обратный клапан; 13 — нагнетательный клапан; 14 — штуцер; 15 — штифт; а — впускное отверстие; б — поперечное окно; в — отсечное отверстие; г — центральный канал; д — распределительное отверстие; е — распределительный канал; ж — канал.

Изменение количества подаваемого топлива производится осевым перемещением дозатора 5 по плунжеру 4 регулятором через систему рычагов.

Перемещение дозатора вниз вызывает уменьшение подачи топлива, а вверх — увеличение. Выключение подачи топлива может быть осуществлено принудительно или регулятором при достижении предельного числа оборотов дизеля. В обоих случаях система рычагов смещает дозатор в крайнее нижнее положение. При этом, когда плунжер перекроет впускные отверстия *a* в гильзе, его отсечное отверстие *b* выйдет из дозатора 5 и топливо не будет подаваться к форсункам.

Разгрузка топливопровода высокого давления, а следовательно, быстрое прекращение форсункой подачи топлива в цилиндр дизеля обеспечиваются обратным 1 (рис. 134) и нагнетательным 6 клапанами. Соприкасающиеся поверхности обоих клапанов плоские, полированные. Верхний конец обратного 1 клапана крестообразный. В центре нагнетательного клапана 6 имеется жиклер 7. Седло 2 с верхним полированным торцом установлено в головке и закреплено в ней штуцером 9, имеющим прокладку 3. В седло 2 свободно входит обратный клапан 1.

При отсутствии подачи топлива (рис. 134, *a*) пружины 4 и 8 плотно прижимают клапаны 6 и 1 друг к другу, причем нагнетательный клапан закрывает отверстие седла 2, а обратный клапан — жиклер 7.

Во время подачи топлива плунжером (рис. 134, *b*) оба клапана поднимаются на 0,5—0,6 мм и топливо поступает в топливопровод высокого давления. Чрезмерный подъем клапанов предотвращается ограничителем 10.

В момент отсечки подачи топлива (рис. 134, *в*) оба клапана опускаются и занимают первоначальное положение, при котором нагнетательный клапан 6, перекрывая отверстие седла 2, не дает топливу двигаться в канал 5 головки. Одновременно часть топлива по инерции проходит через жиклер 7 и отжимает обратный клапан 1, вследствие чего давление в топливопроводе резко падает.

#### § 4. АВТОМАТИЧЕСКАЯ МУФТА ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКА ТОПЛИВА

Автоматическая муфта опережения впрыска топлива предназначена для изменения угла опережения впрыска топлива в зависимости от числа оборотов коленчатого вала. Она устанавливается на топливные насосы дизелей ЯМЗ всех моделей. Ведомая полумуфта 5 (рис. 135, *a*, *b*) при помощи шпонки и кольцевой гайки закреплена на переднем конце кулачкового вала насоса. Полумуфта 5 имеет неподвижные оси 8, на которые свободно надеты грузы 6. Корпус 4 повернут на ведомую полумуфту 5.

Ведущая полумуфта 1 имеет два шипа 10 и два упорных пальца 9. Она свободно посажена на ступицу ведомой полумуфты 5. Пальцы 9 ведущей полумуфты 1 входят в вырез грузов 6 и опираются на их криволинейные поверхности 11. Между осями 8 и упорными пальцами 9 установлены пружины 7.

При вращении ведущей полумуфты 1 ее пальцы 9 оказывают давление на криволинейные поверхности 11 грузов 6, которое через оси 8 и ведомую полумуфту 5 передается кулачковому валу насоса.

Когда число оборотов коленчатого вала двигателя увеличивается, грузы 6 под действием центробежной силы расходятся в стороны, скользя криволинейной поверхностью по пальцам 9 ведущей полумуфты 1. При этом расстояние между осями 8 и пальцами 9 сокращается, пружины 7 сжимаются и ведомая полумуфта 5 вместе с кулачковым валом поворачивается по направлению вращения кулачкового вала. Вследствие этого топливо раньше поступит в цилиндры двигателя, то есть увеличит-ся угол опережения впрыска топлива.

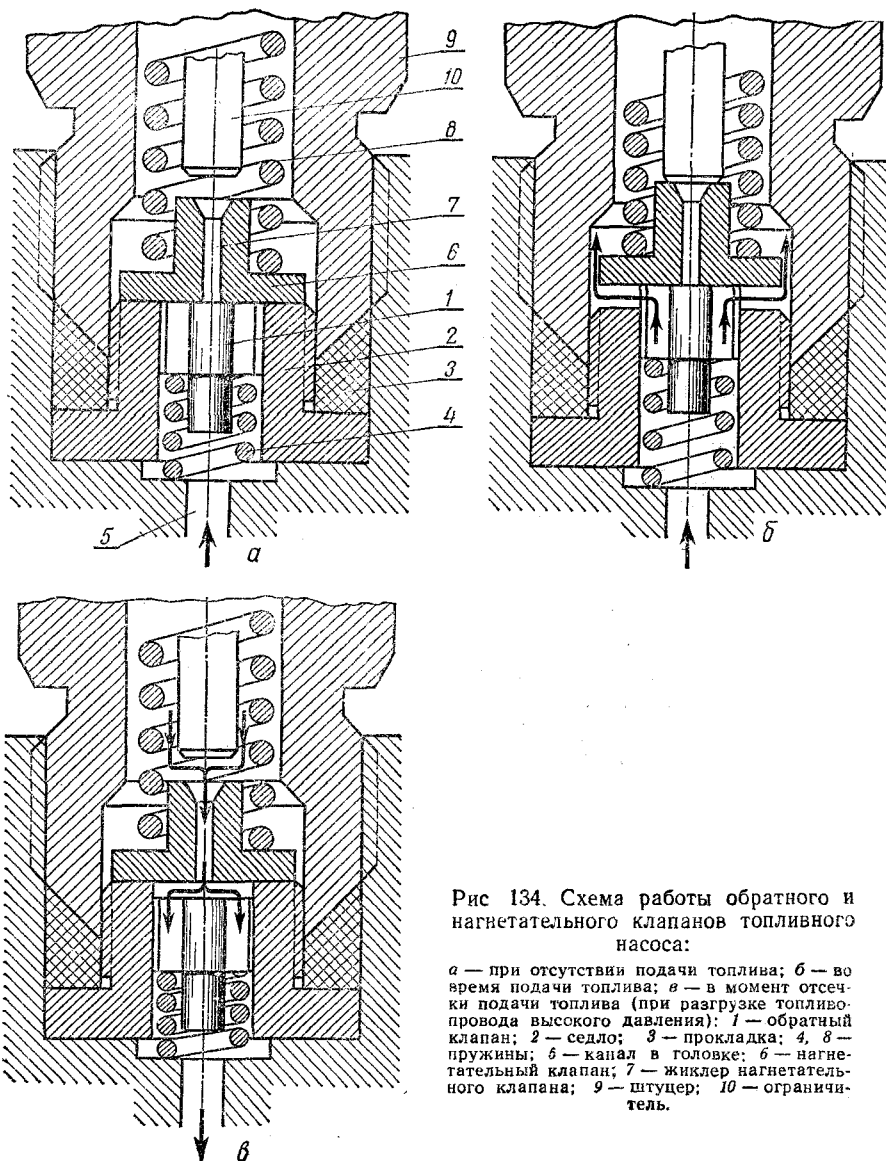


Рис 134. Схема работы обратного и нагнетательного клапанов топливного насоса:

*a* — при отсутствии подачи топлива; *б* — во время подачи топлива; *в* — в момент отсечки подачи топлива (при разгрузке топливного провода высокого давления): 1 — обратный клапан; 2 — седло; 3 — прокладка; 4, 8 — пружины; 5 — канал в головке; 6 — нагнетательный клапан; 7 — жиклер нагнетательного клапана; 9 — штуцер; 10 — ограничитель.

С уменьшением числа оборотов коленчатого вала грузы *б* сходятся, ведомая полушаровая муфта *5* под действием разжимающихся пружин *7* поворачивается в направлении, противоположном направлению вращения кулачкового вала, и угол опережения впрыска топлива уменьшается.

## § 5. ПРИВОД ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ

Кулачковый вал топливного насоса дизелей приводится во вращение от коленчатого вала при помощи шестерен распределения.

У четырехтактного дизеля за два оборота коленчатого вала топливный насос должен подать топливо в каждый цилиндр. Поэтому обороты кулачкового вала должны быть в два раза меньше, чем коленчатого.

Устройство приводов топливных насосов дизелей СМД-14, АМ-41, Д-50 и Д-37М одинаково. Топливный насос дизеля СМД-14 крепится к стенке картера распределительных шестерен. При установке насоса буртик фланца *7* (рис. 136, *a*) входит в отверстие картера *8* шестерен. На

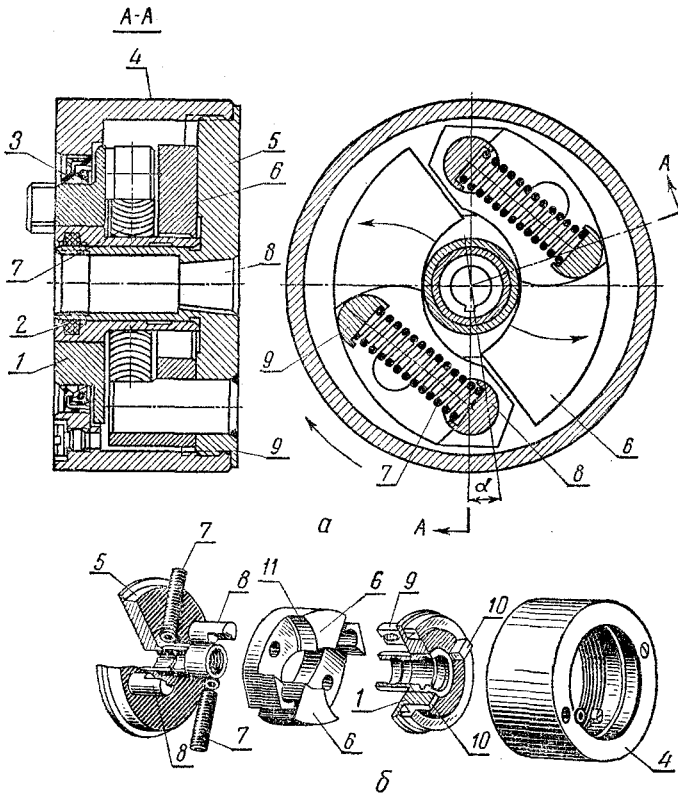


Рис. 135. Автоматическая муфта опережения впрыска топлива:  
 а — муфта в сборе; б — детали муфты: 1 — ведущая полу муфта; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — самоподжимной сальник; 4 — корпус муфты; 5 — ведомая полу муфта; 6 — грузы; 7 — пружина; 8 — ось; 9 — упорный палец; 10 — шип; 11 — криволинейная поверхность груза.

переднем конце фланца 7 свободно вращается шестерня 4, приводимая во вращение промежуточной шестерней.

На передний конец кулачкового вала 5 на шпонку насажена втулка 1 со шлицами, закрепляемая глухой гайкой 10. Шлицы втулки 1 входят в зацепление со шлицами шайбы 3, привернутой двумя болтами 2 к торцу ступицы шестерни 4.

Соединение шлицев втулки 1 со шлицами шайбы 3 возможно только в одном определенном положении, потому что ширина одного из выступов шайбы вдвое больше, чем ширина остальных, и он может войти только в один паз втулки. Это дает возможность производить монтаж и демонтаж насоса, не нарушая установленного угла опережения подачи топлива. При этом шестерня 4 останется в зацеплении с промежуточной шестерней, а при установке насоса двойной выступ шлицевой шайбы 3 войдет только в двойной паз втулки 1.

На переднем торце ступицы шестерни 4 (рис. 136, б) имеются отверстия с резьбой. Угол между двумя соседними отверстиями шестерни равен  $22,5^\circ$ . На шайбе 3 (рис. 136, в) таким же образом расположены сквозные отверстия под углом  $21^\circ$  друг к другу.

При установке нового насоса выемка или метка 12 на шайбе должна находиться против метки 13 (рис. 136, б) на торце шестерни. Если шайбу 3 (рис. 136, а) повернуть до совпадения ее следующего отверстия со следующим отверстием в ступице шестерни, то вместе с шайбой повернется валик топливного насоса на  $1,5^\circ$ , что соответствует изменению

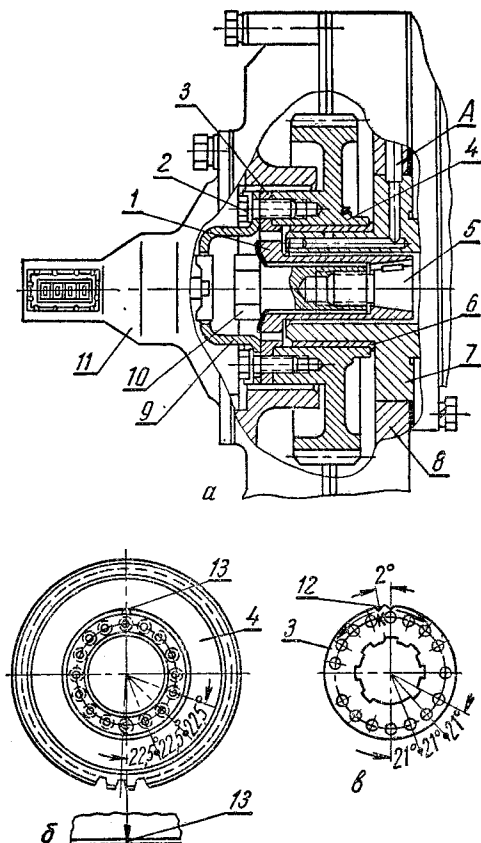


Рис. 136. Привод топливного насоса (дизель СМД-14):

*a* — привод топливного насоса; *б* — шестерня; *в* — шайба со шлицами; 1 — втулка со шлицами; 2 — болт; 3 — шайба со шлицами; 4 — шестерня; 5 — кулачковый вал; 6 — втулка шестерни; 7 — установочный фланец топливного насоса; 8 — картер шестерен; 9 — поводок; 10 — гайка; 11 — счетчик мото-часов; 12 — выемка (метка) на шайбе со шлицами; 13 — метка на шестерне; А — канал.

широкого распространения не получили. Закрытой называется форсунка, у которой в период между впрысками топлива внутренняя полость отъединена от камеры сгорания специальной запорной иглой 17 (рис. 137, *a* и *б*), нагруженной сильной пружиной 14.

На автотракторных дизелях применяются форсунки закрытого типа, у которых запорная игла открывается под давлением топлива (то есть с гидравлическим управлением иглой).

Форсунка закрытого типа работает следующим образом. В центральное отверстие распылителя 18 с очень малым зазором (0,002—0,003 мм) входит игла 17. Распылитель и иглу изготовляют из легированной стали и подвергают термической обработке. Так же как плунжерная пара, распылитель с иглой проходят доводочные операции и подбираются совместно. Раскомплектовывание их в процессе эксплуатации не допускается.

Под действием пружины 14 игла 17 запорным конусом 23 плотно садится на коническую поверхность седла распылителя. Из отверстия в торце распылителя выступает нижний конец иглы — штифт 24, имеющий конус, направленный обратно запорному конусу 23. Форсунка, игла которой оканчивается штифтом, называется *штифтовой*.

момента подачи топлива насосом на  $3^\circ$  по углу поворота коленчатого вала.

Такое крепление шлицевой шайбы и шестерни привода насоса дает возможность с необходимой точностью регулировать угол опережения подачи топлива насосом. Регулировка проводится через отверстие, закрываемое счетчиком мото-часов 11.

Трущиеся поверхности втулок 1 и 6 смазываются маслом, подводимым по специальному каналу А.

Приводы топливных насосов дизелей АМ-41, Д-50 и Д-37М отличаются от рассмотренного лишь конструктивными формами некоторых деталей.

У дизеля Д-108 топливный насос приводится в действие валом привода насоса и регулятора. Для этого в паз на переднем торце кулачкового вала насоса входит шип на заднем конце вала привода насоса и регулятора.

## § 6. ФОРСУНКИ

Форсунка служит для введения в камеру сгорания дизеля топлива в тонко распыленном виде. Форсунки могут быть двух типов: *открытые* и *закрытые*. Открытые форсунки

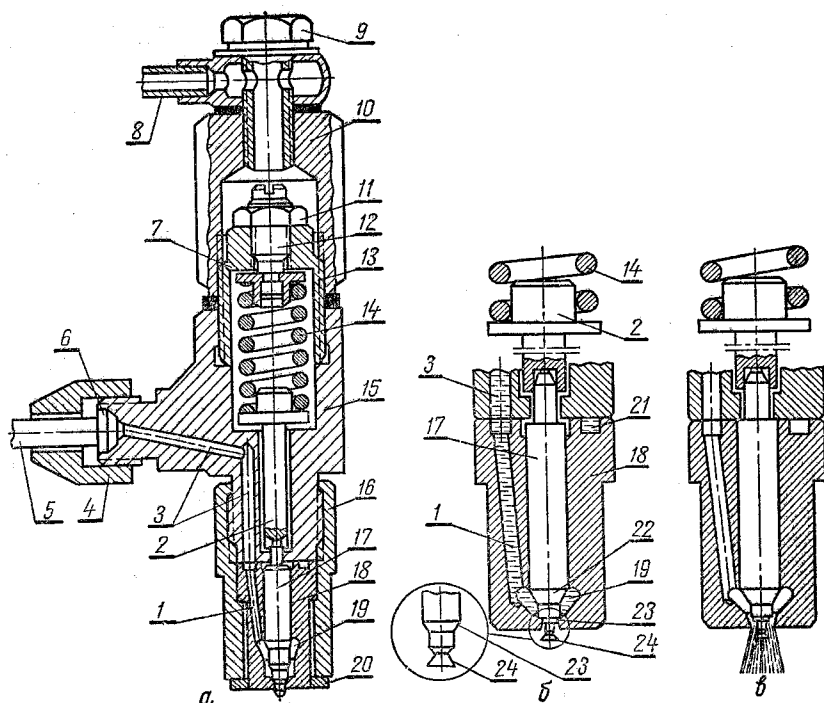


Рис. 137. Форсунка закрытого типа, штифтовая, с гидравлическим управлением иглой (модель ФШ-62005):

*a* — конструкция форсунки; *б* — положение иглы в распылителе перед впрыском топлива; *в* — положение иглы в распылителе при впрыске топлива: 1 — канал в распылителе; 2 — штанга; 3 — канал в корпусе форсунки; 4 — накидная гайка; 5 — топливопровод высокого давления; 6 — наконечник топливопровода; 7 — сливное отверстие; 8 — сливная трубка; 9 — полый болт; 10 — колпак; 11 — контргайка; 12 — регулировочный винт; 13 — гайка; 14 — пружина; 15 — корпус форсунки; 16 — гайка крепления распылителя; 17 — игла распылителя; 18 — распылитель; 19 — полость в распылителе; 20 — медная прокладка; 21 — кольцевая канавка; 22 — конусная поверхность утолщенной части иглы; 23 — запорный конус; 24 — штифт иглы.

Топливо из насоса поступает через каналы 3 в корпусе, кольцевую канавку 21 и каналы 1 в полость 19. Так как отверстие в распылителе закрыто иглой, прижатой к седлу пружиной 14, то давление в полости 19 будет возрастать и передаваться на конусную поверхность 22 иглы.

Когда давление топлива на иглу превысит давление пружины, игла перемещается вверх (рис. 137, *в*) и открывает доступ топливу в камеру сгорания через узкую кольцевую щель между выходным отверстием распылителя и штифтом 24 иглы. Проходя под большим давлением через щель, топливо приобретает большую скорость и распыливается на мелкие частицы. Благодаря обратному конусу на штифте струя распыленного топлива приобретает форму конуса, что обеспечивает хорошее перемешивание топлива с воздухом в камере сгорания.

С началом впрыска топлива давление его в топливопроводе и под иглой форсунки падает, игла стремится опуститься и перекроет струю подаваемого топлива, но новые порции топлива приподнимают иглу, и впрыск продолжается. Таким образом игла форсунки совершает колебательное движение. Чтобы игла находилась в поднятом состоянии и впрыск топлива не затягивался, давление топлива должно резко и быстро повышаться. Это достигается применением специального профиля кулачка вала топливного насоса.

Как только насос прекратит подачу топлива в форсунку, давление в полости 19 упадет и под действием пружины игла прижмется конусом 23 к седлу и закроет выходное отверстие распылителя. Прекращение (отсечка) подачи топлива должно быть резким. В противном случае в

конце впрыска топливо перестает распыливаться и образует у выходного отверстия распылителя висющую каплю, которая ухудшает образование и сгорание горючей смеси и вызывает закоксовывание отверстия распылителя.

На дизелях СМД-14 установлены форсунки ФШ-62005 (форсунка штифтовая, диаметр иглы распылителя 6 мм, диаметр выходного отверстия 2 мм, угол конуса распыла 5°). Все детали этой форсунки закреплены в стальном корпусе 15 (рис. 137, а). На его нижний конец наворачивается гайка 16 распылителя, в которую вставляется распылитель 18 с иглой 17.

Верхний конец иглы 17 своим торцом упирается в дно гнезда штанги 2, а пружина 14 нижним торцом — в тарелку штанги 2,

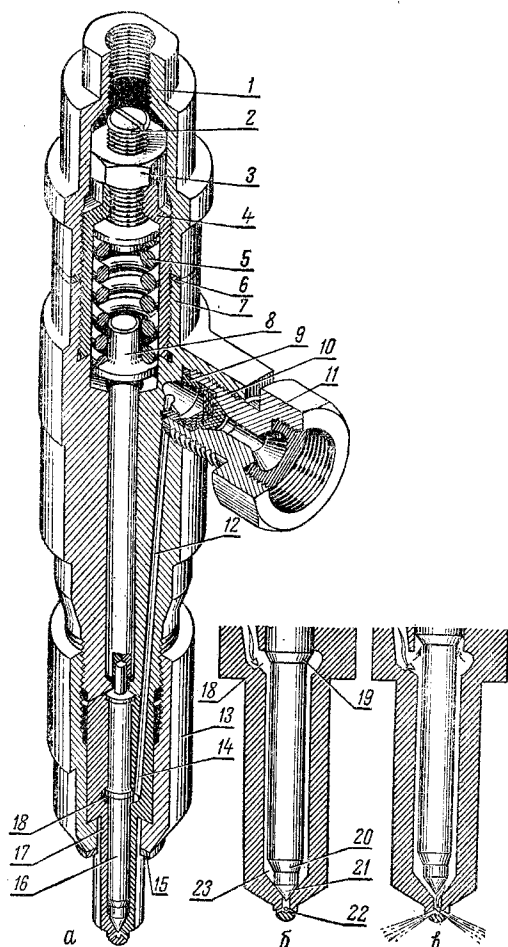


Рис. 138. Форсунка закрытого типа, бесштифтовая, многодырчатая, с гидравлическим управлением иглой (дизели АМ-41 и АМ-01):

а — конструкция форсунки; б — положение иглы в распылителе перед впрыском топлива; в — положение иглы в распылителе при впрыске топлива: 1 — колпак; 2 — винт; 3 — контргайка; 4 — стакан пружины; 5 — пружина; 6 — прокладка; 7 — корпус форсунки; 8 — штанга; 9 — втулка; 10 — сетчатый фильтр; 11 — штуцер; 12 — канал в корпусе форсунки; 13 — гайка крепления распылителя; 14 — канал в распылителе; 15 — прокладка; 16 — игла распылителя; 17 — распылитель; 18, 23 — полости в распылителе; 19 — конусная поверхность в верхней части иглы; 20 — конусная поверхность в нижней части иглы; 21 — запорный конус; 22 — отверстия в распылителе.

а верхним — в тарелку регулировочного винта 12, который ввернут в гайку 13, закрепленную на резьбе в корпусе 15 форсунки. Контргайка 11 предотвращает вывертывание регулировочного винта. Затяжку пружины 14 (регулировку форсунки) винтом 12 производят с таким расчетом, чтобы давление начала впрыска топлива (в момент отрыва иглы от седла) составляло 125—130 кг/см<sup>2</sup>. Подъем иглы равен 0,35—0,40 мм и ограничивается упором торца ее утолщенной части в торец корпуса форсунки. Сверху регулировочный винт закрывается колпаком 10, накрученным на гайку 13.

Топливо, просачивающееся в зазор между распылителем и иглой, через отверстие 7 в гайке 13, польный болт 9 и сливную трубку 8 отводится в фильтр тонкой очистки или в топливный бак.

Форсунка крепится к головке цилиндров двумя шпильками, которые проходят через отверстия во фланце форсунки. Для создания необходимого уплотнения под гайку 16 крепления распылителя устанавливается медная прокладка 20. Гайки крепления форсунки нужно затягивать равномерно.

На дизеле Д-50 устанавливаются форсунки ФШ-62025 такой же конструкции, как форсунки ФШ-62005, только угол конуса распыла у них 25°.

Форсунка дизелей АМ-41, АМ-01 и ЯМЗ-238НБ (рис. 138, а) закрытая, бесштифто-



вая, с четырьмя распыливающими отверстиями диаметром 0,32 мм.

Топливо подводится к форсунке через сетчатый фильтр 10 и по каналам 12 и 14 поступает в кольцевую полость 18. Так как нижний конец иглы 16 вставлен с зазором в распылитель 17, топливо проходит в полость 23. Усилие пружины 5 передается через штангу 8 игле 16 распылителя, которая запорным конусом 21 закрывает отверстия 22. При таком положении иглы 16, показанном на рисунке 138, б, топливо в цилиндр дизеля не подается. Как только давление топлива на конусные поверхности 19 и 20 (рис. 138, в) станет больше усилия пружины 5, игла 16 поднимется и запорный конус 21 откроет отверстия 22, через которые топливо будет впрыскиваться в цилиндр дизеля. После впрыска давление в кольцевой полости 18 падает, и под действием пружины 5 игла 16 плотно закрывает отверстия 22.

Пружину 5 (рис. 138, а) затягивают винтом 2 так, чтобы давление начала впрыска топлива было равно 150—155 кг/см<sup>2</sup>.

Форсунка установлена в бронзовый стакан, расположенный в отверстии головки цилиндров. Стакан закреплен стальной гайкой, а форсунка — специальной скобой. К головке цилиндров скоба прикреплена шпилькой с гайкой.

На дизелях Д-21, Д-37М и Д-108 установлены закрытые, бесштифтовые, многодырчатые форсунки, конструкция которых мало отличается от форсунки дизелей АМ-41.

## § 7. ТОПЛИВОПРОВОДЫ

Все приборы системы питания сообщаются между собой трубками, называемыми топливопроводами. Различают топливопроводы низкого и высокого давлений.

Топливопроводы низкого давления\* выполняются из медных, латунных или тонких стальных трубок, имеющих противокоррозионное покрытие. На некоторых двигателях применяют поливинилхлоридовые топливопроводы и гибкие шланги, изготовленные из бензостойкой резины.

Металлические топливопроводы низкого давления присоединяются к приборам системы питания одним из способов, показанных на рисунке 139: в соединениях I и II топливопровод 1 имеет конический или сферический наконечник 2, который накидной гайкой 3 плотно прижимается к штуцеру 4; в соединении III вместо наконечника развальцован топливопровод 1; соединение IV осуществляется кольцевым наконечником 2, медными прокладками 6 и полым болтом 5. Конец поливинилхлоридового топливопровода вставляют в стальную короткую втулочку и, размягчив поливинилхлорид в горячей воде, натягивают на кольцевой наконечник. Затем топливопровод зажимают стальной втулочкой, а наконечник присоединяют к штуцерам так, как это показано в соединении IV. При минусовой температуре поливинилхлоридовые трубки

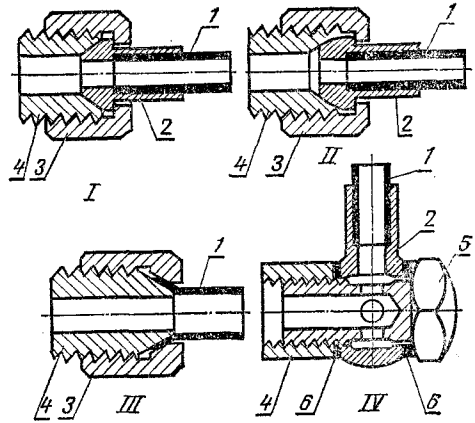


Рис. 139. Типы соединения металлических топливопроводов низкого давления с приборами системы питания:

1 — топливопроводы; 2 — наконечники; 3 — накидные гайки; 4 — штуцеры; 5 — полый болт; 6 — медные прокладки.

\* В этом параграфе рассматриваются топливопроводы низкого давления всех типов двигателей.

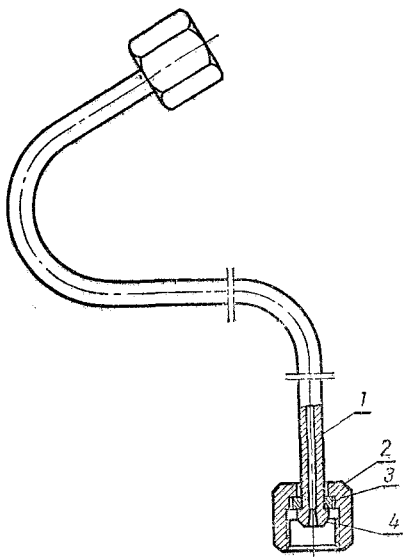


Рис. 140. Топливопровод высокого давления:

1 — цельнотянутая трубка; 2 — накидная гайка; 3 — нажимное кольцо; 4 — конус.

обладают повышенной хрупкостью. Все эти соединения при хорошем качестве резьбы надежны и герметичны.

**Топливопроводы высокого давления** (рис. 140) служат для подачи топлива от насоса к форсункам. Они изготовлены из стальной цельнотянутой трубки.

Чтобы топливопроводы были прочными и объем их внутренней полости не изменялся при высоком давлении топлива, толщина их стенок составляет 2,5—3 мм.

Для плотного присоединения к форсункам и штуцерам топливного насоса концам трубки 1 придают форму конуса 4 путем высадки ее стенок. Перед высадкой конусов на трубку надевают стальные нажимные кольца 3 и накидные гайки 2. Нажимное кольцо 3 уменьшает износ поверхности основания конуса трубки при заворачивании накидной гайки. При отъединении топливопроводов для предохранения их от загрязнения в их гайки ввертывают специальные пробки, а на штуцеры

насосных элементов и форсунок навертывают колпачки, имеющиеся в комплекте инструмента, прилагаемого к трактору.

## Глава 13

# РЕГУЛЯТОРЫ ОБОРОТОВ ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

## § 1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ РЕГУЛЯТОРОВ

При работе тракторов или автомобилей нагрузка на их двигатели часто изменяется в зависимости от рельефа местности, свойств и состояния почвы и ряда других условий. Изменение нагрузки на двигатель вызывает изменение числа оборотов коленчатого вала (скоростного режима). А для качественного выполнения многих сельскохозяйственных работ нужна постоянная поступательная скорость движения машины или агрегата и постоянное число оборотов вала отбора мощности или шкива, то есть сохранение заданного наивыгоднейшего для данных условий работы скоростного режима двигателя. При колебаниях нагрузки это осуществимо лишь в том случае, если одновременно с изменением нагрузки изменяется количество подаваемой в цилиндры горючей смеси или топлива.

Для поддержания заданного скоростного режима двигателя служит специальный механизм-регулятор, который при различных нагрузках автоматически изменяет величину открытия дроссельной заслонки или положение рейки топливного насоса. Благодаря этому изменяется количество горючей смеси или топлива, подаваемых в цилиндр двигателя.

По принципу действия регуляторы разделяются на гидравлические, пневматические, центробежные и комбинированные.

Наибольшее распространение получили центробежные и комбинированные (пневмомоцентробежные) регуляторы.

По числу регулируемых режимов регуляторы бывают *однорежимные, двухрежимные и всережимные*.

На карбюраторных двигателях ГАЗ-52-01 применяются однорежимные пневматические, а на двигателях ЗИЛ-130 и ГАЗ-53 — однорежимные пневмоцентробежные регуляторы (см. главу 11, § 7). Оба регулятора — ограничители максимальных оборотов. На карбюраторных пусковых двигателях ПД-10У, ПД-8 и П-46 установлены однорежимные центробежные регуляторы, на автотракторных дизелях — всережимные центробежные регуляторы.

## § 2. ОДНОРЕЖИМНЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ

Однорежимный регулятор поддерживает только один скоростной режим работы двигателя, который задается при регулировании (установке) регулятора. Все остальные скоростные режимы получают, перемещая дроссельную заслонку карбюратора рычажком.

У двигателя ПД-10У регулятор устроен и работает следующим образом. На валике 16 (рис. 141) укреплен приводная шестерня 21 и на резьбе накручен ведущий диск 20, в прорезях которого могут свободно перемещаться шарики 18. Коническая поверхность диска 17, свободно сидящего на переднем конце валика, прижимает шарики 18 к плоскости опорного неподвижного диска 19.

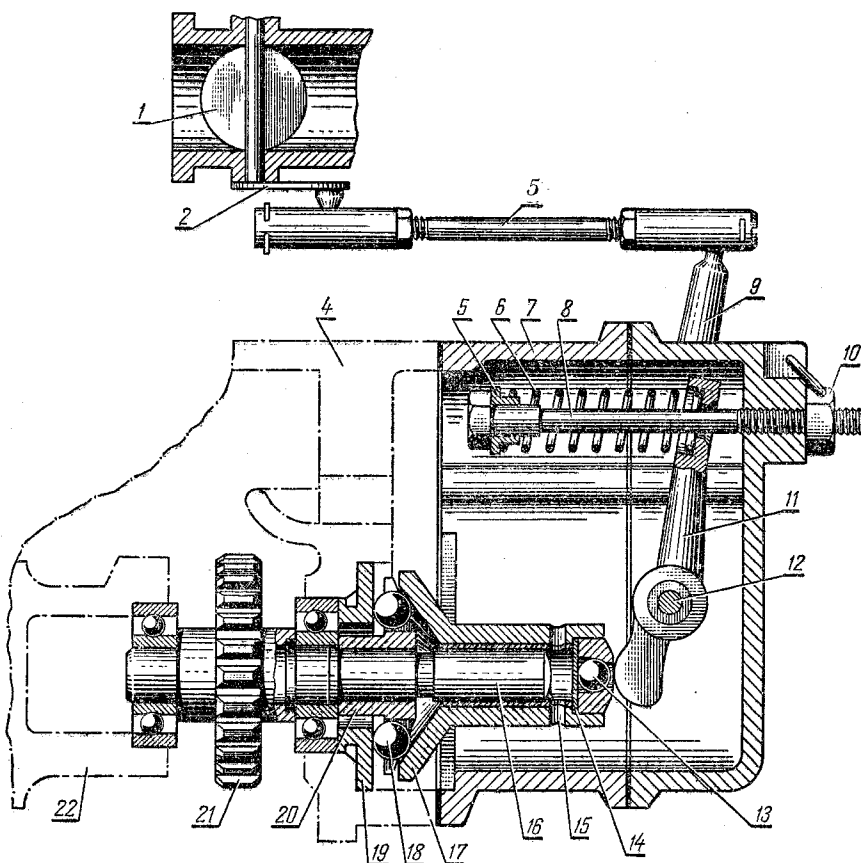


Рис. 141. Однорежимный шариковый центробежный регулятор пускового двигателя ПД-10У:

1 — дроссельная заслонка; 2 — рычажок с поводком; 3 — тяга; 4 — промежуточная плита; 5 — втулка пружины; 6 — пружина; 7 — корпус регулятора; 8 — регулировочный болт; 9 — наружный рычаг регулятора; 10 — контргайка регулировочного болта; 11 — двуплечий рычаг; 12 — ось рычагов регулятора; 13 — шариковый упор; 14 — шайба; 15 — отверстие в ступице; 16 — валик регулятора; 17 — подвижный диск; 18 — шарик; 19 — опорный диск; 20 — ведущий диск; 21 — шестерня привода регулятора; 22 — передняя половина картера.

В передний торец ступицы диска 17 запрессован шариковый упор 13, на который через двуплечий рычаг 11 передается усилие пружины 6.

Рычаг 11 закреплен на оси 12 и в верхней части имеет отверстие, через которое проходит регулировочный болт 8. Одним концом пружина 6 упирается во втулку 5, а другим — в выточку на рычаге 11. Положение болта 8 фиксируется контргайкой 10.

На выступающем наружу конце оси 12 закреплен наружный рычаг 9, соединенный тягой 3 с рычажком 2 дроссельной заслонки 1 карбюратора.

*Во время работы двигателя* вращение коленчатого вала через шестерни распределения передается валику 16 регулятора. Вместе с валиком вращается ведущий диск 20 с шариками 18. Под действием центробежной силы шарики начинают расходиться и, перемещаясь по наклонной плоскости подвижного диска 17, стремятся передвинуть его вправо. Этому противодействует через двуплечий рычаг 11 пружина 6. Диск 17 перемещается до тех пор, пока установится равновесие между центробежной силой и силой пружины 6.

*Если нагрузка двигателя уменьшится*, число оборотов коленчатого вала, а следовательно, и валика 16 возрастет. Вследствие увеличения центробежной силы шарики раздвинутся и подвижный диск 17, передвигаясь вправо, шариковым упором 13 повернет рычаг 11 вместе с осью 12. При этом плечо рычага 11 сожмет пружину 6.

Вместе с осью 12 повернется рычаг 9, который при помощи шарнирной тяги 3 и рычажка 2 прикроет дроссельную заслонку 1, уменьшая количество горючей смеси, поступающей в цилиндр двигателя, поэтому заметного повышения первоначального числа оборотов двигателя не произойдет.

*Если нагрузка двигателя увеличится*, число оборотов коленчатого вала несколько понизится. При этом уменьшится центробежная сила и, следовательно, расхождение шариков. Тогда под действием пружины диск 17 переместится влево и рычаг 9 повернется, увеличивая открытие дроссельной заслонки. Поэтому количество горючей смеси, поступающей в цилиндр, увеличится и заметного снижения первоначального числа оборотов двигателя не произойдет.

При работе двигателя на регуляторе без нагрузки (холостой ход) число оборотов несколько повышается (на 8—11%). Это число оборотов называют максимальным числом оборотов холостого хода.

Число оборотов двигателя, которое регулятор стремится сохранить, зависит от упругости пружины 6. Поэтому при изменении регулировочным винтом 8 величины сжатия, а следовательно, и упругости пружины изменится число оборотов, поддерживаемое регулятором.

### § 3. ВСЕРЕЖИМНЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ

Если водитель может изменять упругость пружины 5 (рис. 142) регулятора при помощи рычага 7 в пределах, которые определяются положением болтов-ограничителей 6 и 8, то начало действия регулятора на дроссельную заслонку или рейку топливного насоса будет происходить при любом числе оборотов коленчатого вала — от минимальных до максимальных. Таким образом регулятор при каждой новой установке рычага 7 будет автоматически поддерживать заданное водителем число оборотов коленчатого вала почти постоянным, допуская изменение его в небольших пределах.

Такой регулятор называется *всережимным*. Положение болтов 6 и 8, ограничивающих минимальные и максимальные обороты коленчатого вала, устанавливается при настройке регулятора.

Наличие всережимного регулятора на двигателе позволяет:

1) улучшить условия вождения тракторного агрегата, так как можно легко и быстро изменять скоростной режим и мощность двигателя;

2) повысить производительность тракторного агрегата за счет сокращения простоев, связанных с переключением передач при маневрировании;

3) улучшить сохранность тракторного агрегата, осуществляя с небольшой скоростью повороты, переезды через препятствия и подъезд трактора к сельскохозяйственным машинам и прицепах;

4) понизить расход топлива при работе трактора с неполной нагрузкой.

Последнее достигается благодаря переводу трактора на работу на высшей передаче и снижению числа оборотов коленчатого вала двигателя до получения прежней скорости движения. Так как при этом мощность двигателя не изменится, а работать двигатель будет при меньшем числе оборотов, то часовой расход топлива будет меньше.

**Всерезимный регулятор дизеля Д-108.** Все детали регулятора размещены в корпусе 1 (рис. 143, а). Приводной вал 16 (рис. 143, а и б) регулятора через пару конических шестерен 10 и 18 приводит во вращение вертикальный валик 39. В проушинах валика 39 шарнирно закреплены два грузика 7, а в пазах грузиков — сухарики 42. Последние упираются в подвижную муфту 6, на которую насажен упорный шарикоподшипник 3. На верхнее кольцо подшипника 3 опираются через ролики 43 двуплечий Г-образный рычаг 5 и одноплечий рычаг 40. Эти рычаги расположены на верхнем валу 4, который вращается в двух игольчатых подшипниках 2.

Вертикальное плечо рычага 5 соединено тягой 27 с тягой рейки топливного насоса, а горизонтальное плечо рычага 5 и одноплечий рычаг 40 при помощи пальца 44 и наконечника 45 соединены с пружиной 33. Второй конец пружины наконечником с регулировочным болтом 46 соединен со средним плечом трехплечего рычага 47, установленного на шлицах вала 19.

Посредством рычага 48 и системы тяг рычаг 47 соединен с рычагом 49 управления подачей топлива. Плечи I и II рычага 47 (рис. 143, б и в) служат для ограничения максимального и минимального числа оборотов дизеля. Под плечом I расположен упор 22 максимального числа оборотов, а под плечом II — упор 26 минимального числа оборотов.

Упор 22 надет на направляющий штифт 21 и представляет собой гайку регулировочного болта 36. Чтобы упор 22 не проворачивался, он стопорится штифтом 20. Болт 36 оттягивается вниз пружиной 37. На головку болта 36 устанавливается втулка 35, при помощи которой поворачивают и стопорят болт.

Упор 26 сделан так же, как и упор 22, и представляет собой гайку регулировочного болта, на котором установлена пружина 30.

Регулятор работает следующим образом. При увеличении числа оборотов, вызванном уменьшением нагрузки, грузики 7 расходятся под действием увеличивающихся центробежных сил (на рисунке 143, б показано пунктиром) и своими сухариками 42, преодолевая сопротивление пружины 33, поднимают муфту 6. При этом муфта через ролик 43 пово-

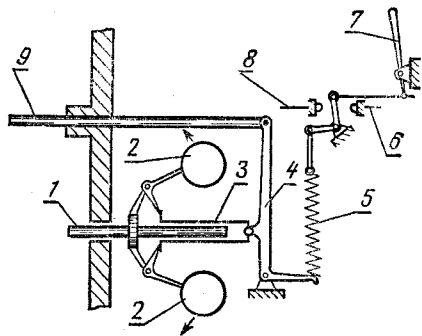
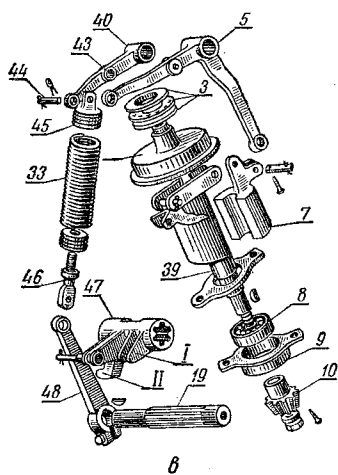
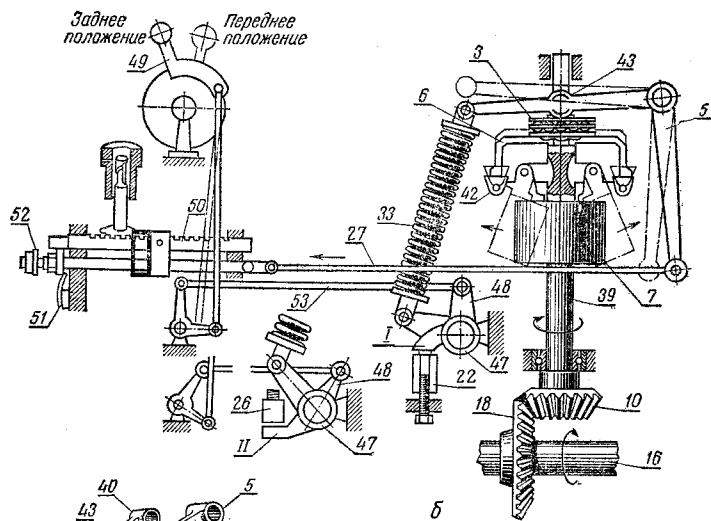
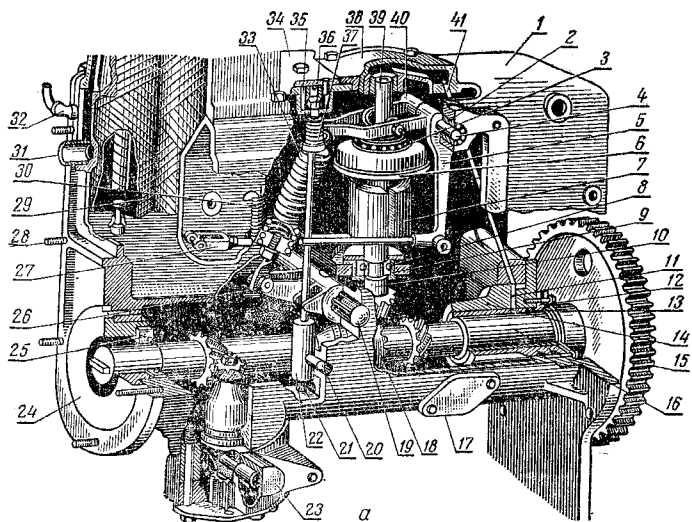


Рис. 142. Схема работы всерезимного центробежного регулятора:

1 — вал регулятора; 2 — грузики; 3 — скользящая муфта; 4 — двуплечий рычаг; 5 — пружина; 6 — болт-ограничитель номинальных оборотов коленчатого вала; 7 — рычаг управления; 8 — болт-ограничитель минимальных оборотов коленчатого вала; 9 — тяга, идущая к дроссельной заслонке или к рейке топливного насоса.



8

рачивает рычаг 5, который через тягу 27 переместит рейку 50 топливного насоса в сторону уменьшения подачи топлива. В результате обороты коленчатого вала снизятся до установленных и мощность дизеля уменьшится.

В случае снижения оборотов коленчатого вала вследствие увеличения нагрузки пружина 33 преодолет центробежную силу грузиков 7 и повернет рычаг 5 в обратную сторону, что приведет к увеличению подачи топлива, оборотов коленчатого вала до установленных и, следовательно, к возрастанию мощности дизеля. Если рычаг 49 управления подачей топлива установлен в одном определенном положении, то регулятор работает как однорежимный, обеспечивая заданное число оборотов коленчатого вала дизеля.

При изменении положения рычага 49 изменяется натяжение пружины 33, и поэтому центробежные силы грузиков 7 должны быть другой величины, чтобы передвинуть муфту 6. Следовательно, в каждом новом положении рычага 49 регулятор будет поддерживать новое заданное число оборотов дизеля, то есть регулятор будет всережимным. Если рычаг 49 перемещать вперед — натяжение пружины уменьшится, а если назад — увеличится. Пределы натяжения пружины ограничены упорами 22 и 26, в которые упираются плечи I и II рычага 47. Между указанными пределами возможна любая установка натяжения пружины, а каждому натяжению пружины будет соответствовать свое число оборотов коленчатого вала дизеля.

Упор 22 ограничивает максимальные обороты коленчатого вала дизеля при полной нагрузке (1070 об/мин) и при холостом ходе (1140 об/мин), а упор 26 — минимальные устойчивые обороты холостого хода (500 об/мин).

Когда мощность дизеля недостаточна для преодоления внешней нагрузки, число оборотов коленчатого вала начнет снижаться и уменьшится подача топлива за цикл. Последнее происходит потому, что при медленном подъеме плунжера увеличится перепуск топлива через отверстие гильзы в подводящий канал и увеличится утечка топлива через зазор между плунжером и гильзой. Для преодоления перегрузки дизеля нужно подачу топлива за цикл увеличить. Это обеспечивается корректирующим устройством регулятора путем дополнительного перемещения рейки топливного насоса. Работа дизеля Д-108 с полной нагрузкой при номинальных оборотах соответствует тому положению гайки-ограничителя 52 топливного насоса, когда она упирается в пластинчатую пружину 51 корректирующего устройства, не изгибая ее. Если дизель перегружен, то обороты коленчатого вала понизятся и центробежная сила грузиков 7 уменьшится. Вследствие этого пружина регулятора переместит тягу 27 и рейку 50 вперед, изгибая пластинчатую пружину 51, и подача топлива увеличится.

Детали регулятора смазываются маслом, подаваемым под давлением от переднего подшипника распределительного вала дизеля к перед-

Рис. 143. Всережимный регулятор дизеля Д-108:

а — регулятор в сборе; б — схема регулятора; в — детали регулятора: 1 — корпус; 2 — игольчатый подшипник; 3 — упорный подшипник; 4 — верхний вал; 5 — двухплечий рычаг; 6 — подвижная муфта; 7 — грузики; 8 — шарикоподшипник; 9 — корпус шарикоподшипника вертикального вала; 10 — ведомая шестерня; 11 — канал для масла; 12 — упорный диск; 13 — втулка; 14, 24 — корпуса подшипников вала привода; 15 — шестерня привода насоса и регулятора; 16 — вал привода насоса и регулятора; 17 — крышка; 18 — ведущая шестерня; 19 — нижний горизонтальный вал; 20 — штифт; 21 — направляющий штифт; 22 — упор максимального числа оборотов; 23 — подкачивающий насос; 25 — самоподжимной сальник; 26 — упор минимального числа оборотов; 27, 53 — тяги; 28 — шпилька; 29 — фильтрующий элемент; 30 — пружина регулировочного болта минимального числа оборотов; 31 — втулка; 32 — трубка к манометру; 33 — пружина регулятора; 34 — крышка люка регулировочных болтов; 35 — втулка регулировочного болта; 36 — регулировочный болт максимального числа оборотов; 37 — пружина регулировочного болта максимального числа оборотов; 38 — верхняя крышка; 39 — вертикальный валик; 40 — одноплечий рычаг; 41 — трубка подвода смазки к втулке вертикального вала; 42 — сухарик; 43 — ролик; 44 — палец наконечника пружины; 45 — наконечник пружины; 46 — регулировочный болт пружины регулятора; 47 — трехплечий рычаг; 48 — наружный рычаг регулятора; 49 — рычаг управления подачей топлива; 50 — рейка топливного насоса; 51 — плоская пружина; 52 — гайка-ограничитель; 1, 11 — плечи рычага.

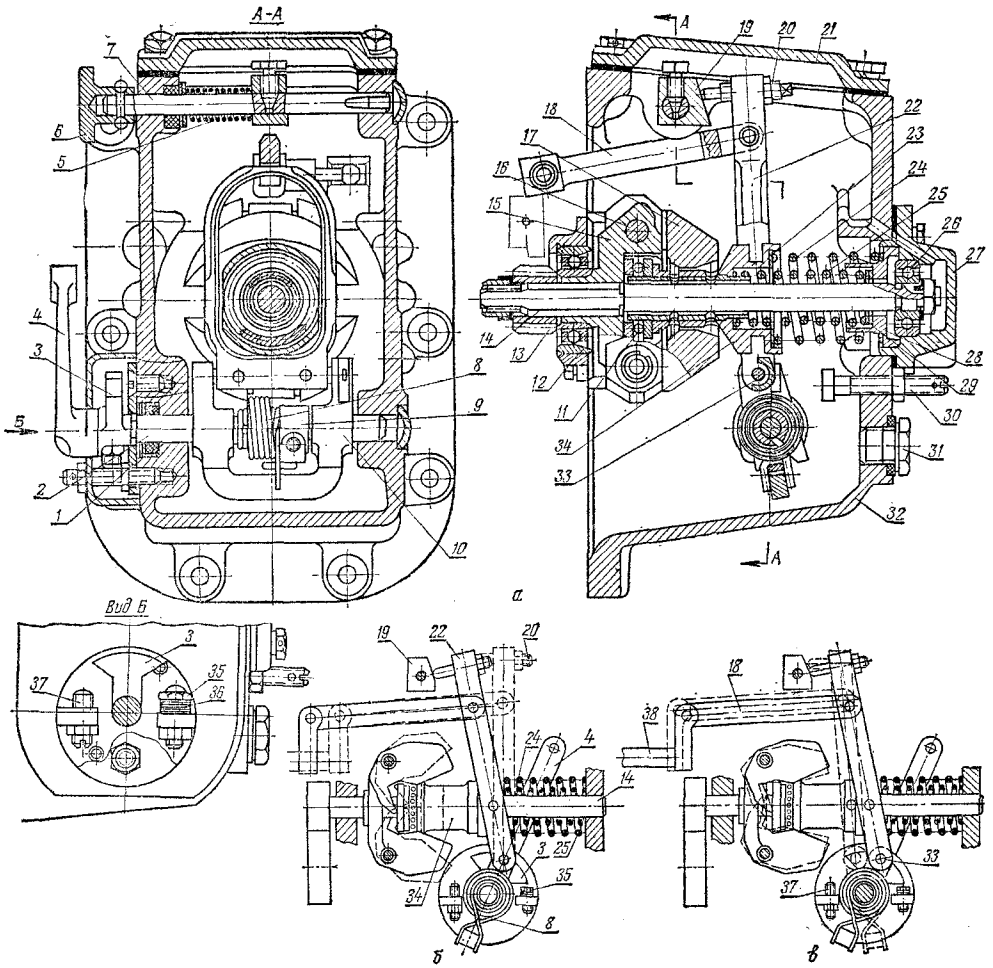


Рис. 144. Всережимный регулятор дизеля СМД-14:

*а* — общий вид регулятора; *б* и *в* — схемы действия регулятора: 1 — шайба упора; 2 — валик; 3 — упор; 4 — рычаг; 5, 8 — пружины; 6 — рукоятка; 7 — валик обогатителя; 9 — втулка; 10 — кронштейн вилки; 11 — упорный подшипник; 12, 26 — подшипники; 13 — ведомая шестерня; 14 — валик регулятора; 15 — крестовина; 16 — ось; 17 — грузик; 18 — тяга; 19 — призма; 20 — регулировочный винт; 21 — крышка корпуса; 22 — вилка; 23, 29 — регулировочные прокладки; 24 — наружная пружина; 25 — внутренняя пружина; 27 — крышка; 28 — седло пружин; 30 — болт-упор; 31 — пробка; 32 — корпус регулятора; 33 — ось; 34 — муфта; 35 — болт; 36 — регулировочные прокладки; 37 — шпилька; 38 — рейка топливного насоса.

нему подшипнику вала 16 и далее по каналу 11 и трубке 41 к верхней втулке вала 39. Вытекая из этой втулки, масло разбрызгивается вращающимися деталями регулятора и смазывает их.

Для предупреждения перегрузки дизеля в период первых 100 ч работы, когда дизель проходит обкатку, в крышку корректирующего устройства установлен ограничитель максимальной мощности. Он уменьшает ход рейки и, таким образом, снижает мощность двигателя на 30%.

**Всережимный регулятор дизеля СМД-14** действует следующим образом.

Вращение вала топливного насоса передается валу 14 (рис. 144, *а*) регулятора через шестерню топливного насоса, входящую в зацепление с шестерней 13 регулятора. Вместе с валом 14 вращается крестовина 15 с установленными на ней двумя грузиками 17. Под действием центробежных сил грузики, поворачиваясь на осях 16, расходятся и, нажимая на упорный шарикоподшипник 11, передвигают его вместе с муф-



той 34 вправо, преодолевая при этом сопротивление пружин 24 и 25. Чем больше обороты валика 14, тем больше центробежные силы, стремящиеся развести грузики, тем дальше вправо переместится муфта и тем сильнее сожмет пружины. При уменьшении числа оборотов валика 14 центробежные силы грузиков уменьшаются. Когда их величина будет меньше, чем действующая на муфту сила упругости пружин, муфта начнет передвигаться влево и сближать грузики. Каждому числу оборотов валика 14 соответствует строго определенное положение муфты, при котором сила упругости пружин и центробежные силы грузиков будут взаимно уравновешены.

Вместе с муфтой 34 будет передвигаться связанная с ней вилка 22. Верхний конец вилки 22 тягой 18 соединен с рейкой топливного насоса, а нижний конец осью 33 — с кронштейном 10. Последний может свободно поворачиваться на валике 2, к наружному концу которого прикреплен рычаг 4. Кронштейн связан с рычагом 4 поводком и пружиной 8. При повороте рычага 4 одновременно будут поворачиваться кронштейн 10 и вместе с ним вилка 22. Поворот рычага 4 вправо ограничивается болтом 35, а влево — шпилькой 37.

При повороте рычага 4 в крайнее правое положение его упор 3 (рис. 144, б) соприкоснется с головкой болта 35. Если при этом дизель не нагружен, то он будет работать на максимальных оборотах холостого хода. Под действием больших центробежных сил грузики раздвинутся на максимальное расстояние и, сжимая пружины 24 и 25, переместят муфту 34 в крайнее правое положение, при этом вилка 22 установит рейку 38 на минимальную подачу топлива насосом. Такое положение механизма регулятора показано на рисунке 144, б, пунктирными линиями.

С увеличением нагрузки дизеля число оборотов валика регулятора будет снижаться. При этом центробежные силы грузиков уменьшатся и усилие сжатых пружин 24 и 25 будет перемещать муфту 34, а вместе с ней рейку 38 насоса влево, увеличивая подачу топлива.

При полной нагрузке и номинальном числе оборотов коленчатого вала дизеля вилка 22 займет положение, при котором торец ее регулировочного винта 20 коснется наклонной части призмы 19. Это положение вилки и рейки показано на рисунке 144, б сплошными линиями и соответствует полной подаче топлива насосом.

Таким образом, когда упор 3 рычага 4 соприкасается с головкой болта 35 и дизель работает в пределах от холостого хода до полной нагрузки, вилка 22 будет поворачиваться на оси 33 от крайнего правого положения до соприкосновения винта 20 с призмой 19 и рейка 38 осуществит ход, показанный на рисунке 144, б. При этом кронштейн 10 остается неподвижным.

При снижении числа оборотов коленчатого вала дизеля вследствие перегрузки уменьшатся центробежные силы грузиков и сжатые пружины 24 и 25 будут стремиться переместить муфту 34 еще дальше влево. Перемещению муфты препятствует вилка 22, так как ее верхний конец упирается регулировочным винтом 20 в призму 19, а нижний, связанный с кронштейном 10, удерживается спиральной пружиной 8. Это положение вилки на рисунке 144, в показано сплошными линиями.

Когда усилие пружин 24 и 25, передаваемое через вилку 22 кронштейну 10, окажется в состоянии преодолеть сопротивление пружины 8, кронштейн начнет постепенно поворачиваться, а винт 20 будет на вилке скользить по наклонной поверхности призмы 19 вверх. При этом вилка переместит рейку 38 влево, увеличивая подачу топлива. Это положение кронштейна, вилки и рейки на рисунке 144, в показано пунктирными линиями.

Чтобы предотвратить возникновение чрезмерных (разносных) оборотов дизеля, в заднюю стенку корпуса регулятора ввернут специальный болт-упор 30 (рис. 144, а), застопоренный контргайкой. Правильно уста-

новленный болт-упор 30 должен быть отвернут на один оборот от положения, находясь в котором он касается нижней части вилки 22 при номинальных оборотах коленчатого вала дизеля.

*Снижение числа оборотов* осуществляется поворотом рычага 4 влево. При этом повернется кронштейн 10, и нижний конец вилки 22 переместит влево муфту 34. Давление пружины на муфту уменьшится. В новом положении муфты для уравнивания упругости пружины потребуется меньшая величина центробежных сил грузиков, вследствие этого уменьшится число оборотов, поддерживаемое регулятором. Поэтому, когда водитель при помощи механизма управления установит рычаг 4 в любое промежуточное положение, регулятор будет поддерживать промежуточный скоростной режим.

Поворот рычага 4 влево ограничивается шпилькой 37. Когда в нее упирается упор 3, рейка насоса занимает положение, при котором подача топлива насосом прекращается, а следовательно, дизель останавливается.

*Максимальные обороты коленчатого вала дизеля* регулируют при помощи шайб 36. При увеличении количества шайб число оборотов (максимальное) в режимах холостого хода и полной нагрузки дизеля будет уменьшаться, а при уменьшении количества шайб—увеличиваться.

Валик 7 установлен в отверстиях приливов корпуса 32 и может в них перемещаться в продольном направлении. Если за рукоятку 6 валик 7 вытянуть на себя, то винт 20 сойдет с призмы 19, рейка 38 насоса переместится влево и подача топлива увеличится. Этим устройством—обогатителем—пользуются для облегчения пуска дизеля в холодную погоду. После пуска дизеля вилка 22 переместится вправо и винт 20 выйдет из-за призмы, а пружина 5 возвратит валик 7 в исходное положение.

Ведущая шестерня 23 (см. рис. 124) регулятора свободно насажена на втулку 21, соединенную шпонкой с хвостовиком кулачкового вала 25, и прижата к поверхности втулки двумя плоскими пружинами. Возникающая при этом сила трения обеспечивает совместное вращение шестерни 23 с кулачковым валом.

При резком изменении числа оборотов дизеля, а следовательно, и кулачкового вала шестерня 23 регулятора, преодолевая силу пружин, проскальзывает на втулке 21. Этим предотвращается возможность поломки зубьев шестерен и других деталей регулятора. В последние годы упругая муфта регулятора упрощена, в нее вместо пружин введены четыре резиновых сухаря, установленных в кольцевых выемках втулки 21 и шестерни 23.

Детали регулятора смазываются (разбрызгиванием) дизельным маслом, заливаемым в корпус регулятора до уровня контрольной пробки 31 (рис. 144, а). Наливают и сливают масло через отверстия в коробчатом фланце 22 (см. рис. 124), закрываемые пробками.

**Всерезимный регулятор дизеля Д-50** не имеет шестеренчатой ускорительной передачи. Его корпус 24 (рис. 145) крепится к фланцу топливного насоса УТН-5.

Внутри корпуса 24 входит хвостовик кулачкового вала 3. На лыски хвостовика напрессована упорная шайба 4, связанная спиральной пружиной (упругим звеном) 1 со ступицей 2 грузиков 6, свободно сидящей на хвостовике. Один конец пружины 1 входит в отверстие упорной шайбы 4, а другой— в отверстие ступицы 2 грузиков.

На хвостовике кулачкового вала 3 свободно насажена муфта 5 с упорным шарикоподшипником 26. Муфта может передвигаться в осевом направлении и передавать усилие на ролик 27 промежуточного рычага 22, который тягой 14 соединен с рейкой 11 топливного насоса. Основной 23 и промежуточный 22 рычаги установлены на оси 25 и связаны между собой болтом 21, обеспечивающим необходимый угловой зазор между рычагами. Основной рычаг 23 пружиной 15 соединен с рычагом 9, а по-

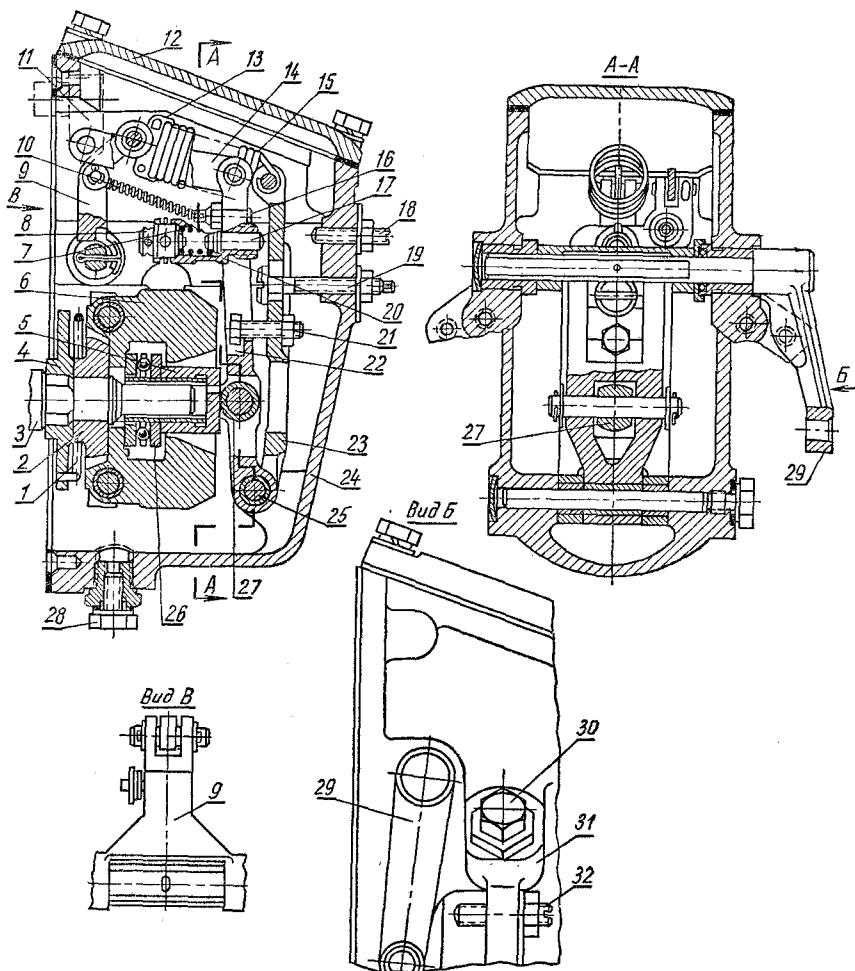


Рис. 145. Всережимный регулятор дизеля Д-50:

1 — спиральная пружина; 2 — ступица; 3 — кулачковый вал; 4 — упорная шайба; 5 — муфта; 6 — грузики; 7 — пружина корректора подачи топлива; 8 — винт корректора подачи топлива; 9 — рычаг пружины регулятора; 10 — пружина обогатителя; 11 — рейка топливного насоса; 12 — крышка; 13 — серьга; 14 — тяга; 15 — пружина регулятора; 16 — шпилька крепления пружины обогатителя; 17 — шток корректора подачи топлива; 18 — шпилька; 19 — болт номинальных оборотов; 20 — корпус корректора подачи топлива; 21 — болт; 22 — промежуточный рычаг; 23 — основной рычаг; 24 — корпус регулятора; 25 — ось; 26 — упорный шарикоподшипник; 27 — ролик; 28 — сливная пробка; 29 — рычаг управления; 30 — пробка горловины для залива масла; 31 — горловина; 32 — болт максимальных оборотов.

следний жестко укреплен на одной оси с наружным рычагом 29 управления скоростным режимом.

На промежуточном рычаге 22 расположены шпилька 16 для крепления пружины 10 обогатителя и корректор подачи топлива, состоящий из корпуса 20, штока 17, пружины 7 и винта 8.

В заднюю стенку корпуса 24 ввернут болт 19 номинального числа оборотов, а в специальный прилив у горловины 31 — болт 32, ограничивающий максимальное число оборотов двигателя.

Обогащение подачи топлива при пуске осуществляется пружинной 10, которая одним концом соединена посредством шпильки 16 с промежуточным рычагом 22, а другим — с рычагом 9.

При пуске двигателя рычаг 29 (рис. 146, положение 1) поворачивают до упора в болт 32 максимальных оборотов. Рычаг 9 растягивает пружины 15 регулятора и 10 обогатителя и основной рычаг 23 прижимается к головке болта 19, а промежуточный рычаг 22 и рейка 11 насоса

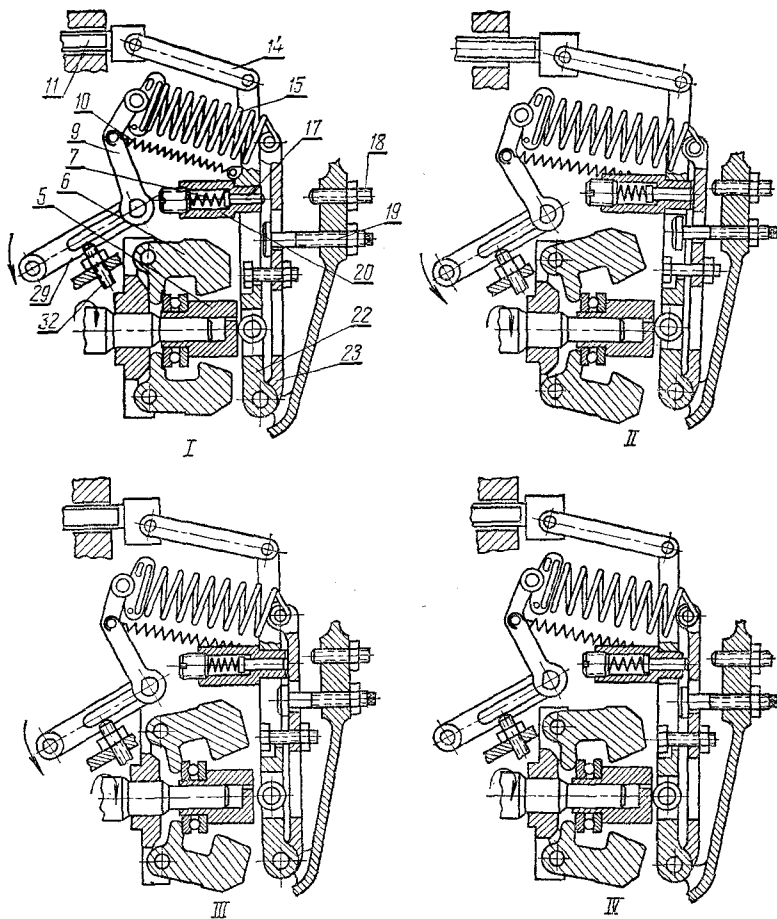


Рис. 146. Схема работы регулятора дизеля Д-50:

*I* — положение рычагов и грузиков при пуске дизеля; *II* — положение рычагов и грузиков при максимальных оборотах холостого хода дизеля; *III* — положение рычагов и грузиков при номинальных оборотах дизеля; *IV* — положение рычагов и грузиков при перегрузке дизеля (обозначения те же, что и на рисунке 145).

перемещаются влево, увеличивая цикловую подачу топлива. Когда обороты коленчатого вала дизеля будут равны 200—300 в минуту, центробежная сила грузиков 6, преодолевая усилие пружины 10, переместит вправо муфту 5 и рычаг 22, поэтому цикловая подача топлива уменьшится.

При работе дизеля на максимальных оборотах холостого хода дизель не загружен, рычаг 29 (рис. 146, положение *II*) упирается в болт 32, центробежная сила грузиков 6 уравнивается усилием пружины 15, а промежуточный рычаг 22 прижат к основному 23, и работают они как один рычаг, устанавливая рейку 11 насоса в положение, обеспечивающее необходимую подачу топлива.

По мере увеличения нагрузки дизеля число оборотов коленчатого вала снижается, следовательно, уменьшается центробежная сила грузиков и рычаги 23 и 22 под действием пружины 15 перемещают рейку 11 влево, увеличивая подачу топлива.

При номинальном числе оборотов коленчатого вала двигателя рычаг 23 (рис. 146, положение *III*) вплотную подходит к головке болта 19.

Когда дизель работает на максимальных оборотах, номинальных и промежуточных между ними, шток 17 корректора, сжимая пружину 7, утоплен в корпусе 20.

При снижении числа оборотов ниже номинального вследствие перегрузки рычаг 23 не меняет своего положения, а муфта 5, промежуточный рычаг 22 (рис. 146, положение IV) и рейка 11 перемещаются влево под действием пружины корректора, увеличивая подачу топлива.

Для остановки дизеля рычаг 29 (см. рис. 145) поворачивают вперед по ходу трактора. При этом рычаг 9 через пружину 15 подает основной рычаг 23 до упора в шпильку 18. Так как рычаг 23 болтом связан с рычагом 22, то рейка 11 насоса перемещается вправо настолько, что подача топлива выключается.

Для смазки деталей топливного насоса УТН-5 и его регулятора, полости корпусов которых соединены между собой, применяется дизельное масло. Оно заливается через горловину 31, закрываемую пробкой 30. Сливается масло через отверстие, закрываемое пробкой 28.

#### § 4. МЕХАНИЗМ УПРАВЛЕНИЯ РАБОТОЙ ДИЗЕЛЯ

Скоростной режим работы дизеля изменяют, переставляя рычаг механизма управления подачей топлива, который расположен вблизи сиденья водителя.

У дизеля СМД-14 изменение скоростного режима работы осуществляется рукояткой 10 (рис. 147), которая связана системой тяг и рычагов с рычагом 18 регулятора.

Рукоятка 10 установлена в кронштейнах 2 и 9, ее изогнутый конец с шаровым пластмассовым наконечником 19 находится в кабине водителя. В кронштейне 2 на рукоятке 10 размещается фрикционная муфта, состоящая из пружины 3, предохранительной шайбы 4, фрикционного 5

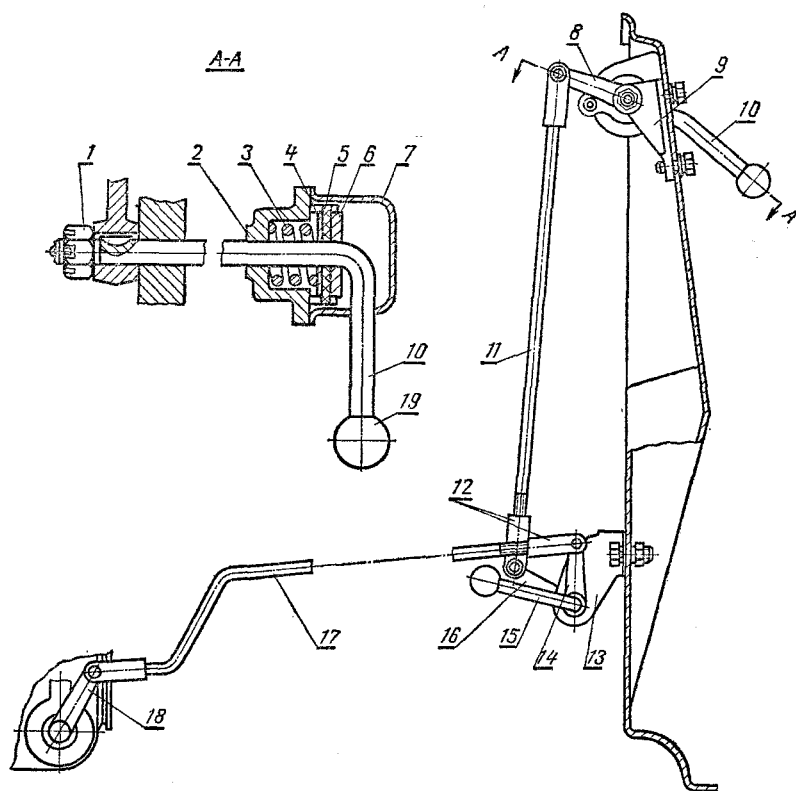


Рис. 147. Механизм управления двигателем:

- 1 — гайка; 2, 9, 13 — кронштейны; 3 — пружина; 4 — предохранительная шайба; 5 — фрикционный диск; 6 — опорный диск; 7 — крышка; 8 — рычаг; 10 — рукоятка; 11, 17 — тяги; 12 — подвижные вилки; 14, 16 — промежуточные рычаги; 15 — пружина; 18 — рычаг управления регулятором; 19 — шаровой наконечник.

и опорного 6 дисков. Фрикционный диск имеет два выступа, которые входят в пазы кронштейна 2.

Фрикционная муфта дает возможность установить рукояткой 10 любую подачу топлива от нулевой до максимальной и поддерживать ее на постоянном уровне. При перемещении рукоятки вверх подача топлива уменьшается, а в крайнем верхнем положении — прекращается. Усилие на рукоятке не должно превышать 2,5 кг. Оно регулируется гайкой 1.

Промежуточные рычаги 14 и 16 приварены к валу рукоятки 15, служащей для включения подачи топлива при пуске дизеля.

Управление скоростным режимом дизелей Д-50 и Д-37М осуществляется с помощью ручного рычага и ножной педали. Ручным рычагом устанавливается необходимый постоянный скоростной режим работы дизеля, а нажатием ноги на педаль можно увеличивать скоростной режим от установленного до номинального.

## § 5. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ РЕГУЛЯТОРА

Как указывалось выше, числа оборотов, поддерживаемые регулятором при номинальной нагрузке и на холостом ходу, неодинаковы.

Отношение разности максимального числа оборотов холостого хода  $n_{х.х}$  и числа оборотов при полной нагрузке ( $n_n$ ) к среднему значению числа оборотов ( $n_{ср}$ ) называется *степенью неравномерности регулятора*:

$$\delta = \frac{n_{х.х} - n_n}{n_{ср}}. \quad (64)$$

Среднее число оборотов

$$n_{ср} = \frac{n_{х.х} + n_n}{2}. \quad (65)$$

Степень неравномерности регулятора обычно не превышает 0,06—0,1. Более высокие значения  $\delta$  нежелательны, так как при этом повышается износ деталей двигателя и возрастает расход топлива при холостом ходе.

Предположим, что при числе оборотов двигателя, равном  $n$ , сила упругости пружины уравнивает действие центробежной силы на муфту, то есть регулятор находится в равновесном положении. При изменении числа оборотов коленчатого вала двигателя муфта регулятора не начнет двигаться до тех пор, пока центробежная сила, развиваемая его грузиками, не изменится на величину сопротивлений трения в сочленениях регулятора и регулирующего механизма.

Обозначим через  $n_2$  и  $n_1$  число оборотов двигателя, при которых муфта регулятора начнет двигаться с увеличением и уменьшением числа оборотов двигателя, и определим *степень нечувствительности регулятора*:

$$\varepsilon = \frac{n_2 - n_1}{n}. \quad (66)$$

Чем меньше величина  $\varepsilon$ , тем скорее начнется движение муфты регулятора и, следовательно, тем равномернее будет работать двигатель. Степень нечувствительности регулятора не должна превышать 0,03.

## Глава 14

### УХОД ЗА ТОПЛИВНЫМИ НАСОСАМИ, РЕГУЛЯТОРАМИ И ФОРСУНКАМИ, ИХ ПРОВЕРКА И РЕГУЛИРОВКА

#### § 1. УХОД ЗА ТОПЛИВНЫМИ НАСОСАМИ, РЕГУЛЯТОРАМИ, ТОПЛИВОПРОВОДАМИ И ФОРСУНКАМИ

В процессе работы дизеля и при ежедневном техническом уходе обнаруженные подтекания топлива устраняют, подтягивая накидные гайки, полые болты, штуцеры и заменяя уплотняющие прокладки. При

монтаже и демонтаже поливинилхлоридовых трубок нельзя допускать их резких перегибов и, затягивая полые болты, придерживать кольцевые наконечники за стальную втулочку.

При ежесменном техническом уходе следует проверить уровень масла в корпусах топливного насоса и регулятора и при необходимости долить свежее масло до нормального уровня. Во время работы насоса бывают случаи разжижения масла топливом, которое может попасть в корпус насоса через зазоры в плунжерных парах. Излишки масла нужно слить, а при значительном разжижении масла его следует заменить свежим.

Прорыв газов из-под форсунки вызывает ее перегрев и выход из строя распылителя и его иглы. Во избежание перекоса форсунки крепящие ее гайки нужно затягивать равномерно, поворачивая каждую за один прием не более чем на одну грань.

Падение мощности дизеля при нормальной компрессии, появление дымного выпуска отработавших газов (коричневый или черный дым), пропуск вспышек (работа с перебоями), трудный пуск дизеля — все эти признаки указывают на необходимость проверки приборов системы питания двигателя.

Коричневый или черный дым при выпуске отработавших газов возможен при слишком большой подаче топлива, неправильной установке момента подачи топлива и плохом распыле топлива форсунками.

При падении мощности, сопровождающемся неравномерной (с перебоями) работой, дымным выпуском, следует прежде всего определить цилиндр, в котором эти неисправности проявляются с наибольшей силой. Выполнению этой задачи помогает поочередное отключение подачи топлива в каждый из цилиндров. При работе с перебоями отключение любого цилиндра, кроме неисправного, изменяет работу дизеля. При дымном выпуске выключение цилиндра, в котором эта неисправность проявляется, устраняет дымление.

Для выключения любого цилиндра ослабляют на 1,5—2 оборота накидную гайку топливопровода высокого давления на штуцере насосного элемента. Поочередное выключение подачи топлива в цилиндры помогает найти неисправность лишь в том случае, если она связана с работой одного какого-либо цилиндра.

Наиболее вероятной причиной падения мощности дизеля при отсутствии дымного выпуска отработавших газов является засорение топливных фильтров. В этом случае следует в первую очередь проверить состояние топливных фильтров, промыть фильтр грубой очистки топлива и заменить фильтрующие элементы фильтра тонкой очистки топлива.

Пропуск вспышек в отдельных цилиндрах дизеля и трудный запуск его наблюдаются при попадании воздуха в топливоподающую систему и при неисправных форсунках.

Регулировка и разборка топливного насоса, регулятора и разборка форсунок должны проводиться в мастерской квалифицированным специалистом, так как эти операции требуют чистоты, специального инструмента и особой точности.

В полевых условиях на дизеле нужно проводить только такие операции с форсунками и топливным насосом, которые улучшают работу дизеля и не требуют разборки их. К таким операциям относятся проверка и регулировка форсунок (на нормальное давление впрыска топлива), насоса (на угол опережения подачи топлива), а также проверка состояния насосных элементов.

## § 2. УДАЛЕНИЕ ВОЗДУХА ИЗ ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ

Попадание воздуха в топливоподающую систему вызывает нарушения подачи топлива в цилиндры дизеля, потому что при движении плунжеров топливного насоса вместо подачи топлива будет происходить сжа-

тие пузырьков воздуха. Удаляют воздух постепенным заполнением системы топливом. Для этого у дизелей проверяют, открыт ли расходный кран топливного бака; вытесняют топливом воздух сначала из фильтра грубой, а затем и тонкой очистки, отвернув в корпусе и крышке фильтров пробки или вентили для выпуска воздуха и заполняя систему топливом при помощи насоса ручной подкачки. Пробку или вентиль на фильтре заворачивают только после того, как топливо из отверстия пойдет сплошной струей без пузырьков воздуха. Насосом ручной подкачки вытесняют также воздух из головки топливного насоса, отвернув в ней пробку.

Удалив из топливоподающей системы воздух и заполнив ее топливом, заворачивают рукоятку насоса ручной подкачки топлива до отказа.

На работающем дизеле для удаления воздуха обычно достаточно открыть продувочный вентиль на крышке фильтра тонкой очистки топлива.

Для удаления воздуха из топливоподающей системы дизелей Д-108 и Д-130 дизель необходимо прокручивать пусковым двигателем при открытом расходном кране бака, наименьшей включенной подаче топлива и открытых продувочных вентилях на фильтре и насосных элементах топливного насоса. Как только топливо начнет выходить через продувочные вентили сплошной струей без воздушных пузырьков, следует закрыть вентиль фильтра, а затем и вентили насосных элементов.

### **§ 3. ПРОВЕРКА РАБОТЫ ФОРСУНКИ И РЕГУЛИРОВКА ЕЕ НА НОРМАЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ ВПРЫСКА ТОПЛИВА**

Хороший распыл топлива характеризуется следующими признаками: туманообразным состоянием топлива в струе; отсутствием различных глазом отдельных вылетающих капель, сплошных струек и местных сгущений топлива; четким, резким звуком (отсечкой) при впрыске; отсутствием подтекания топлива при выходе струи из отверстия распылителя перед началом и после окончания впрыска.

На дизель устанавливаются форсунки, у которых давление впрыска топлива и угол распыла соответствуют техническим условиям завода. При изношенных деталях насосных элементов допускается устанавливать форсунки с давлением на 10—15  $\text{кг/см}^2$  меньше нормального.

Неисправную форсунку можно обнаружить на работающем дизеле, если при выключении подачи топлива в какой-либо цилиндр дымный выпуск отработавших газов заметно уменьшится, а звук при выпуске не изменится. Затем, остановив дизель, вытирают насухо форсунки, топливопроводы и топливный насос и снимают форсунку. Внешний осмотр торца распылителя форсунки позволяет сделать предварительное заключение о ее работе. Если торец распылителя сухой и покрыт черным налетом сажи, то можно ожидать, что проверка покажет хорошее качество распыла и давление впрыска в пределах допускаемого или близкое к нему. Если торец распылителя влажный, с большим количеством смолистых отложений, то, очевидно, имеют место плохой распыл и подтекание топлива. Иногда на торце распылителя обнаруживаются следы ржавчины, что указывает на присутствие воды в цилиндре дизеля.

Для проверки форсунки к ней присоединяют топливопровод высокого давления. Выключают компрессию и, установив полную подачу топлива, отключают форсунки, подлежащие проверке. Затем пусковым двигателем прокручивают дизель и следят за распылом струи топлива. Если качество распыла форсункой не соответствует техническим условиям, проверяют ее на давление впрыска.

В полевых условиях форсунку проверяют на давление впрыска топлива специальным прибором — максиметром, который представляет собой форсунку, снабженную тарированной пружиной. Корпус 7 (рис. 148) и регулировочный колпак 8 максиметра снабжены делениями для отсчета



давления, на которое устанавливается пружина при повороте колпака.

При проверке испытываемая форсунка 1 подключается к максиметру, присоединенному к штуцеру 6 насосного элемента. Прокачивая топливо пусковым двигателем или вручную насосным элементом, постепенно вращают колпак максиметра и изменяют натяжку его пружины до тех пор, пока топливо не будет впрыскиваться одновременно через испытываемую форсунку и максиметр. По шкалам на корпусе и колпаке отмечают давление, при котором проверяемая форсунка распыливает топливо.

Если давление впрыска форсунки не будет соответствовать техническим условиям, определяемым состоянием пары плунжер — гильза топливного насоса, то форсунку регулируют. Для этого вначале устанавливают максиметр на необходимое давление впрыска. У форсунок моделей ФШ-62025 и ФШ-62005 отвертывают колпак 10 (см. рис. 137, а) и, удерживая регулировочный винт 12 отверткой, отпускают контргайку 11. При малом давлении впрыска регулировочный винт 12 ввертывают, усиливая натяжку пружины форсунки и, следовательно, давление впрыска. Если давление впрыска велико, винт вывертывают. Полуоборот регулировочного винта изменяет давление впрыска приблизительно на 30—35 кг/см<sup>2</sup>. Регулировку винтом ведут до тех пор, пока впрыск не будет одновременным из распылителей максиметра и форсунки. Затем заворачивают контргайку, удерживая регулировочный винт отверткой, и ставят на место колпак форсунки.

У дизелей АМ-41, АМ-01, ЯМЗ-238НБ и других форсунки регулируются таким же образом.

При отсутствии максиметра проверку и регулировку форсунок можно производить при помощи контрольной форсунки, точно отрегулированной на нормальное давление впрыска и качество распыла топлива.

Для установки на дизель необходимо подбирать комплект форсунок с максимальной разницей в производительности не выше 3%. Производительность всех форсунок проверяют от одного насосного элемента, с одним и тем же топливопроводом высокого давления, при одинаковом числе оборотов кулачкового вала насоса и жестко закрепленной рейке насоса в положении, обеспечивающем номинальные мощность и число оборотов коленчатого вала дизеля.

#### § 4. ПРОВЕРКА СОСТОЯНИЯ НАСОСНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Одной из причин ненормальной работы насосных элементов является пропуск топлива через нагнетательный клапан.

Для того чтобы проверить плотность прилегания нагнетательного клапана к гнезду седла, насос очищают от пыли и грязи и отъединяют топливопровод высокого давления от проверяемого насосного элемента.

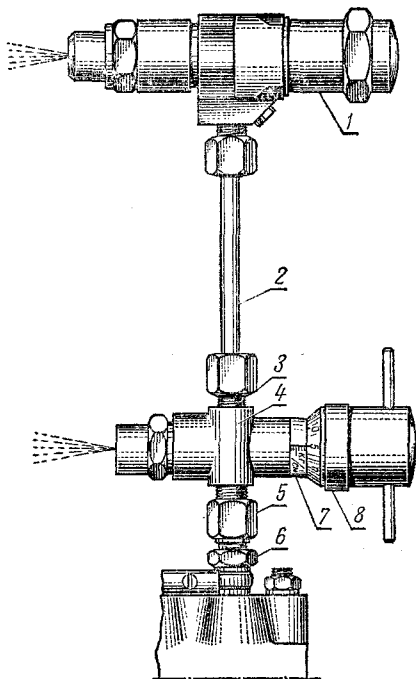


Рис. 148. Проверка работы форсунки при помощи максиметра:

1 — форсунка; 2 — топливопровод высокого давления; 3 — штуцер максиметра; 4 — максиметр; 5 — накидная гайка; 6 — штуцер насосного элемента; 7 — корпус максиметра; 8 — регулировочный колпак максиметра.

Затем удаляют из топливоподающей системы воздух и заполняют ее топливом. После этого медленно прокручивают коленчатый вал дизеля за рукоятку (предварительно выключив компрессию) или пусковым двигателем при выключенной подаче топлива. В случае неплотного прилегания нагнетательного клапана к гнезду седла топливо будет вытекать из штуцера непрерывной струей.

Если при проверке будет установлено, что нагнетательный клапан не пропускает топливо, то причиной ненормальной работы насосного элемента может быть износ пары плунжер — гильза, вызывающий падение давления подачи топлива.

Состояние пары плунжер — гильза проверяют максиметром. Для этого к штуцеру проверяемого насосного элемента присоединяют максиметр. Штуцер максиметра плотно закрывают заглушкой-колпачком. Регулировочный колпак максиметра устанавливают на минимальное рабочее давление насоса в условиях эксплуатации. Это давление должно быть приблизительно на  $50-60 \text{ кг/см}^2$  выше нормального давления впрыска топлива форсункой. Накладные гайки, соединяющие топливопроводы высокого давления со штуцерами других насосных элементов, отпускают на  $1,5-2$  оборота. Рычаг подачи топлива устанавливают на полную подачу и пусковым двигателем на прямой передаче редуктора прокручивают дизель при пусковом числе оборотов. При этом должен происходить впрыск топлива через максиметр. Точно так же проверяют и остальные насосные элементы.

Если при проверке насосный элемент не дает впрыска через максиметр, следовательно, пара плунжер — гильза к дальнейшей работе непригодна.

В случае когда при проверке максиметром насосные элементы развивают давление выше минимального, а дизель достаточной мощности не дает, топливный насос нужно отправить в ремонтную мастерскую для регулировки.

Давление подачи топлива секциями можно проверить контрольной форсункой таким же образом, как и максиметром. Для этого контрольную форсунку через короткий трубопровод высокого давления присоединяют к штуцеру проверяемой секции топливного насоса.

## § 5. ПРОВЕРКА И РЕГУЛИРОВКА УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ПОДАЧИ ТОПЛИВА НАСОСОМ

Часто встречающейся неисправностью топливного насоса является неправильный момент начала подачи топлива. Он может измениться в результате износа пары плунжер — гильза и деталей привода насоса или вследствие нарушения регулировки.

Если пары гильза — плунжер новые или мало изношенные, то угол опережения подачи топлива проверяют специальным приспособлением — моментоскопом, состоящим из накладной гайки 4 (рис. 149), в которую вставлен отрезок топливопровода 3. Этот отрезок соединен резиновой трубкой 2 со стеклянной трубкой 1, имеющей внутренний диаметр  $1-2 \text{ мм}$ .

Моментоскоп присоединяют накладной гайкой 4 к штуцеру 5 первого насосного элемента. Остальные топливопроводы высокого давления отъединяют от насосных элементов. После этого включают декомпрессионный механизм (если он имеется). Затем устанавливают рычаг управления подачей топлива в положение наибольшей подачи и заполняют топливоподающую систему дизеля, прокачивая топливо до тех пор, пока оно не будет вытекать из стеклянной трубки 1 без пузырьков воздуха. Стряхнув часть топлива из стеклянной трубки, следят за движением мениска топлива в ней, медленно проворачивая коленчатый вал дизеля.

Момент, когда мениск начнет подниматься (дрогнет), соответствует началу подачи топлива насосом.

Определение угла поворота коленчатого вала дизеля, соответствующего началу подачи топлива, и при необходимости регулировку его проводят следующим образом.

**Дизель СМД-14** (тракторный). Ослабив гайку на картере распределительных шестерен, закрепляют под ней указатель 6, изготовленный из проволоки, острием к наружной цилиндрической поверхности бурта шкива 9. Наносят на бурт шкива метку 7 напротив острия указателя 6 в момент подъема мениска. Из картера маховика дизеля вывертывают установочный винт и вставляют его ненарезанной частью в то же отверстие до упора в маховик. Медленно поворачивают коленчатый вал дизеля, слегка нажимая пальцем на установочный винт, пока винт не войдет в отверстие маховика. Если при этом оба клапана первого цилиндра будут закрыты, то поршень первого цилиндра установлен в в.м.т. в такте сжатия. На бурте шкива наносят вторую метку 8 напротив острия указателя. При нормальном угле опережения подачи топлива насосом, равном  $18-20^\circ$  до в.м.т. по углу поворота коленчатого вала, расстояние между метками должно быть равно  $27-30$  мм. При условии выбора зазоров в передаче от шестерни коленчатого вала к шестерне привода насоса каждые  $1,50$  мм длины дуги соответствуют  $1^\circ$  поворота коленчатого вала.

Величину угла опережения подачи топлива насосом регулируют смещением шлицевой шайбы 3 (см. рис. 136) относительно шестерни 4 привода. Для этого снимают счетчик 11 мото-часов, вывертывают два болта 2 и, сняв поводок 9, поворачивают шлицевую шайбу 3 вместе с валом 5 насоса в требуемом направлении. Если нужно увеличить величину угла опережения подачи топлива насосом, поворачивают шлицевую шайбу по часовой стрелке, а для уменьшения угла опережения подачи — против часовой стрелки. Смещение шлицевой шайбы 3 до совпадения ее следующего отверстия со следующим отверстием в ступице шестерни 4 изменяет момент начала подачи топлива на  $3^\circ$  по углу поворота коленчатого вала.

Зная длину дуги между метками на ободке шкива, определяют, насколько нужно изменить величину угла опережения подачи топлива насосом, в какую сторону и на сколько отверстий нужно повернуть шлицевую шайбу 3. Установив в требуемое положение шлицевую шайбу, закрепляют ее болтами 2 и вновь проверяют по мениску в трубке 1 угол опережения подачи топлива насосом.

При изношенных парах гильза — плунжер угол опережения подачи топлива насосом регулируют, используя новый (контрольный) насос,

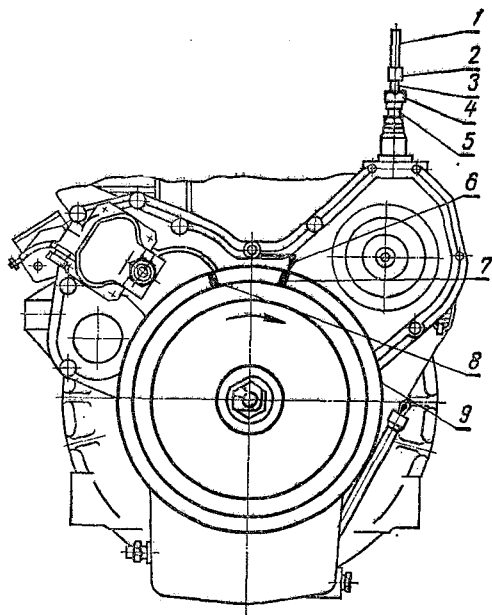


Рис. 149. Проверка угла опережения подачи топлива моментоскопом (дизель СМД-14):

1 — стеклянная трубка; 2 — резиновая трубка; 3 — отрезок топливопровода; 4 — накидная гайка; 5 — штуцер; 6 — указатель; 7 — метка на бурте шкива, нанесенная против острия стрелки в момент начала подъема мениска; 8 — метка на бурте шкива, нанесенная против острия стрелки в момент нахождения поршня первого цилиндра в в. м. т.; 9 — шкив.

который устанавливают на дизель и фиксируют шлицевой шайбой 3. Затем снимают контрольный насос и вместо него устанавливают насос, предназначенный к эксплуатации.

**Дизель АМ-41.** Метод проверки и регулировки угла опережения подачи топлива насосом тот же, что и для дизеля СМД-14. При нормальном угле опережения подачи топлива насосом, равном  $29-32^\circ$ , и диаметре шкива 174 мм длина дуги должна быть в пределах 44—48,5 мм.

**Дизель Д-108.** Каждую насосную секцию проверяют и при необходимости регулируют отдельно. Устанавливают наибольшую подачу топлива и снимают крышку лючка на кожухе маховика. Медленно поворачивают коленчатый вал дизеля до момента подъема мениска в моментоскопе. При этом одна из меток на маховике («ВМТ 1—4 цил.» или «ВМТ 2—3 цил.») не должна доходить до острия указателя по дуге на наружной цилиндрической поверхности маховика примерно на 123—133 мм, что соответствует  $24-26^\circ$  до в.м.т. по углу поворота коленчатого вала. Угол опережения подачи топлива регулируют для каждой насосной секции болтом 7 (см. рис. 131) толкателя 5 при отвернутой контргайке. Для увеличения угла опережения болт 7 вывертывают, а для уменьшения — ввертывают. Поворот болта на  $\frac{1}{6}$  оборота (на одну грань) изменяет угол опережения подачи топлива на  $1-1,2^\circ$  по углу поворота коленчатого вала.

У дизелей с насосами типа НД-21 проверка и регулировка подачи топлива насосом производится по мениску в той же последовательности, что и в четырехплунжерных насосах.

## § 6. ПРОВЕРКА РАБОТЫ РЕГУЛЯТОРА ДИЗЕЛЯ

В процессе эксплуатации дизеля вследствие изменения упругости пружин регулятора и износа его деталей может измениться настройка регулятора. Это влечет за собой изменение числа оборотов коленчатого вала дизеля, а следовательно, и скорости движения машины. Поэтому работу регулятора нужно периодически проверять, то есть определять число оборотов, поддерживаемое регулятором, и в случае необходимости проводить соответствующую регулировку.

Число оборотов коленчатого вала двигателя проверяется тахометром или счетчиком оборотов и секундомером. Для замера тахометром оборотов коленчатого вала дизеля можно использовать вал приводного шкива трактора, независимый вал отбора мощности или валик привода счетчика мото-часов, предварительно сняв их крышки. У дизелей Д-108 и Д-130 полученные данные оборотов валика привода счетчика мото-часов нужно увеличить вдвое.

Обороты коленчатого вала двигателя определяют при его полной нагрузке, а также на холостом ходу (максимальные). При полной нагрузке у регулятора дизеля СМД-14 регулировочный винт 20 (см. рис. 144) должен слегка касаться призмы 19, у дизеля Д-108 гайка-ограничитель 52 (см. рис. 143) — плоской пружины 51, а у дизеля Д-50 рычаг 23 (см. рис. 146, положение III) — вплотную подходить к головке болта 19.

В полевых условиях можно проверять только обороты холостого хода.

## § 7. ПРОВЕРКА И РЕГУЛИРОВКА ТОПЛИВНОГО НАСОСА НА РАВНОМЕРНОСТЬ ПОДАЧИ ТОПЛИВА СЕКЦИЯМИ

Для равномерной работы дизеля нужно, чтобы количество топлива, подаваемого в отдельные цилиндры, было при номинальном числе оборотов коленчатого вала дизеля одинаковым для всех цилиндров. Допустимая в этом режиме работы дизеля разница в количестве подаваемого топлива между любыми двумя насосными секциями не должна превышать 3%.

Проверяемый насос закрепляют на специальном стенде и присоединяют к насосу топливопроводы высокого давления с одинаковым гидравлическим сопротивлением и эталонные форсунки. Включают стенд и устанавливают вариатором число оборотов валика топливного насоса, равное половине номинального числа оборотов коленчатого вала дизеля. Убедившись, что все форсунки впрыскивают топливо бесперебойно, переводят при помощи механизма переключения подачу топлива в мерные стаканчики и одновременно включают секундомер. Собранное в каждый стаканчик в течение 2 или 3 мин топливо взвешивают. Опыт повторяют 2—3 раза. По весу топлива определяют величину и неравномерность подачи топлива насосом.

Неравномерность подачи топлива отдельными секциями в процентах вычисляют по формуле:

$$H = \frac{K_{\max} - K_{\min}}{K_{\text{ср}}} \cdot 100\%, \quad (67)$$

где  $K_{\max}$  — количество топлива, поданное секцией насоса, имеющей наибольшую подачу, г;

$K_{\min}$  — количество топлива, поданное секцией насоса, имеющей наименьшую подачу, г;

$K_{\text{ср}}$  — среднее количество топлива за время опыта, г.

Среднее количество топлива за время опыта определяют по формуле

$$K_{\text{ср}} = \frac{K_{\max} + K_{\min}}{2}. \quad (68)$$

Величину подачи топлива секцией насоса модели ТН-8510 изменяют, перемещая хомутик вдоль рейки. При перемещении хомутика влево (к регулятору) подача уменьшается, а вправо — увеличивается.

У насоса УТН-5 величину подачи топлива секцией изменяют путем поворота втулки 16 (см. рис. 129) относительно зубчатого сектора 18 при ослабленном винте, стягивающем сектор. Поворот втулки 16 по часовой стрелке (если смотреть на втулку сверху) уменьшает подачу, а поворот против часовой стрелки — увеличивает.

У насоса дизеля Д-108 величину подачи топлива секцией изменяют, поворачивая зубчатый сектор 8 (см. рис. 131) относительно плунжера 9.

После окончания регулировки стяжные болты хомутиков или зубчатых секторов нужно надежно закрепить.

Глава 15  
СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРЕНИИ И СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛАХ

Сопротивление, которое возникает при передвижении одного тела по другому, называется *трением движения* или просто *трением*.

Причинами трения являются срезание (скалывание) выступов соприкасающихся поверхностей и молекулярное взаимодействие этих поверхностей в точках их контакта.

Трение в большинстве случаев сопровождается износом трущихся поверхностей, который приводит к увеличению зазора в сопряжении. Последнее обстоятельство, в свою очередь, вызывает стуки при работе машины и дальнейший прогрессирующий износ деталей.

На преодоление трения затрачивается механическая энергия, которая превращается в тепло, поэтому детали нагреваются.

Износ трущихся деталей, выделение тепла и затрата мощности — вот три основных явления, вызываемых трением. В зависимости от условий и видов трения каждое из этих явлений имеет большее или меньшее значение.

Трение в сопряжениях может быть двух видов: *трение скольжения* и *трение качения*.

Трение скольжения разделяется на сухое, возникающее между несмазанными трущимися поверхностями (в практических условиях оно не существует), и *жидкостное*, когда движущиеся поверхности разделены слоем смазочного вещества. При жидкостном трении преодолеваются только силы трения между слоями масла.

Основное назначение смазочных масел состоит в том, чтобы уменьшить износы трущихся деталей, сократить затраты мощности на трение и отвести тепло, выделяющееся при трении. Кроме того, масло смывает с трущихся поверхностей продукты износа и всевозможные загрязнения, предохраняет эти поверхности от коррозии, а в отдельных случаях уплотняет подвижные сопряжения деталей.

Важнейшими свойствами масла являются следующие:

- 1) вязкость — сопротивление частиц масла взаимному перемещению; вязкость зависит от силы сцепления между молекулами масла;
- 2) маслянистость — способность масла растекаться по поверхности металла и образовывать на этой поверхности плотно пристающую к ней непрерывную и неразрывную (даже при значительном давлении) пленку.

Сущность и законы жидкостного трения были открыты проф. Н. П. Петровым. Он установил, что движение масла в подшипнике полностью подчиняется законам гидродинамики. Поэтому разработанную им теорию жидкостной смазки стали называть *гидродинамической теорией смазки*.

Основные положения гидродинамической теории смазки заключаются в следующем. Когда вал не вращается (находится в состоянии покоя), он опирается на подшипник, следовательно, зазор между соприкасаю-

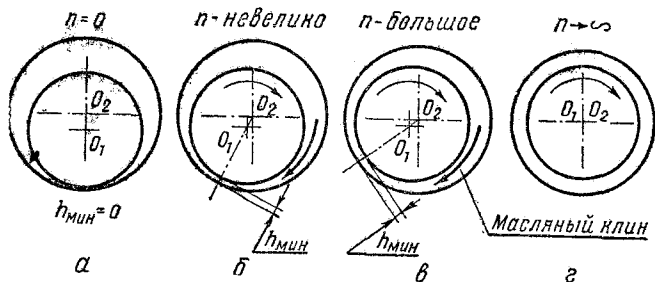


Рис. 150. Образование масляного клина при вращении вала в подшипнике скольжения.

щимися поверхностями вала и подшипника равен нулю (рис. 150, а). При вращении вала в подшипнике первые слои масла, прочно прилипшие к поверхности вала, увлекают за собой следующие. Пришедшие в движение частицы масла под действием сил трения между слоями перемещаются из широкой части зазора в узкую (рис. 150, б). В результате этого в области, где величина зазора наименьшая ( $h_{\min}$ ), в масляном слое возникает повышенное давление, под действием которого вал как бы всплывает и лежит на масляной подушке.

С увеличением относительной скорости перемещения поверхностей (числа оборотов вала) все большее количество масла втягивается в клиновое пространство, увеличивая тем самым давление в масляном слое. В соответствии с этим все в большей степени вал стремится занять центральное положение в подшипнике (рис. 150, б, в, г), и величина  $h_{\min}$  возрастает.

Когда наименьшая толщина масляного слоя станет больше, чем суммарная высота шероховатостей поверхностей вала и подшипника вместе взятых, касание поверхностей прекратится и возникнет жидкостное трение.

Масляный клин может образовываться и при движении одной смазанной плоской поверхности по другой, если имеется клиновидный зазор между поверхностями и относительная скорость их перемещения достаточно велика.

Несущая способность масляного слоя, его толщина и, следовательно, надежность обеспечения жидкостного трения возрастают с повышением вязкости масла, с увеличением скорости движения трущихся поверхностей и с уменьшением нагрузки на эти поверхности. Однако с увеличением вязкости масла и скорости движения поверхностей возрастают и потери на трение.

При выдавливании масла из зазора между деталями на их поверхности остается тончайший слой масла толщиной в одну или несколько молекул, который силами молекулярного притяжения прочно связан с поверхностью деталей. Трение при таком слое масла называют *граничным*.

Переход от жидкостного трения к граничному происходит не сразу. Между ними различают еще промежуточный вид трения — *полужидкостное*. Если в результате пониженной вязкости масла, малой скорости движения, действия больших нагрузок, увеличения шероховатостей деталей и потери ими правильной геометрической формы масляный слой не полностью разделяет трущиеся поверхности, происходит полужидкостное трение. При полужидкостном трении в местах разрыва масляного слоя неровности трущихся поверхностей могут соприкасаться между собой, и иногда в местах их контакта возникает граничное трение.

При жидкостном трении потери энергии на трение и износ деталей наименьшие. Но условия, которые требуются для жидкостного трения,

могут быть созданы только в некоторых подвижных сочленениях, и то не во все периоды их работы. Многие сочленения двигателя, например поршневой палец — втулка верхней головки шатуна, поршневой палец — бобышки поршня, поршень — цилиндр, работают в условиях полужидкостного трения.

Нельзя допускать уменьшения слоя масла между трущимися поверхностями до величины, при которой может возникнуть граничное трение, ибо в этом случае износ и нагрев деталей быстро возрастают. В условиях граничного трения ни одно подвижное сочленение продолжительное время не может нормально работать. Однако граничное трение уменьшает износ при малых скоростях движения, пуске двигателя и очень больших нагрузках, когда нельзя достигнуть жидкостного или полужидкостного трения.

Для достижения возможно более надежной и длительной работы механизмов трактора и автомобиля смазочные масла должны удовлетворять ряду эксплуатационно-технических требований:

1) иметь оптимальную вязкость на всех эксплуатационных режимах;

2) обладать высокой маслянистостью и необходимой противокислительной устойчивостью (химической стабильностью);

3) не вызывать и не способствовать коррозии деталей;

4) не содержать свободных минеральных кислот и щелочей, воды и механических примесей.

Масла в двигателе подвергаются воздействию высоких температур, поэтому нужно, чтобы они обладали высокой температурой вспышки и малой испаряемостью.

Кроме того, масла должны вымывать нагар и другие примеси из зазоров между трущимися поверхностями деталей, то есть иметь хорошую «моющую» способность.

## § 2. СМАЗОЧНЫЕ МАСЛА И ИХ СВОЙСТВА

По роду исходного сырья смазочные масла разделяются на: а) нефтяные; б) растительные и животные; в) синтетические. Для смазки механизмов тракторов и автомобилей применяются масла, получаемые главным образом путем переработки нефти (нефтяные масла).

Автотракторные нефтяные масла разделяют на *дистиллатные*, получаемые фракционной перегонкой из мазута, и *остаточные*, получаемые в результате переработки остатков от перегонки мазута.

По способу очистки от нежелательных примесей (асфальтосмолистых веществ, сернистых соединений и некоторых других) нефтяные масла относят к трем группам: 1) кислотно-щелочной очистки; 2) кислотно-контактной очистки; 3) селективной очистки.

В процессе приготовления масла того или иного сорта часто смешивают отдельные масляные фракции, чтобы обеспечить маслу свойства, установленные стандартом.

На основе требований, предъявляемых к маслам, приняты следующие важнейшие показатели оценки качества масел.

**Вязкость масла** (как и дизельного топлива) измеряется в единицах условной, динамической и кинематической вязкости.

Условная вязкость выражается в *условных градусах* (°ВУ). Она определяется (ГОСТ 6258-52) как отношение времени истечения из стандартного вискозиметра 200 см<sup>3</sup> испытуемого масла при заданной температуре (обычно 50° или 100° С) ко времени истечения такого же объема дистиллированной воды при температуре 20° С. Ввиду того что условная вязкость не выражает истинной вязкости, в стандартах на масла указывается, как правило, вязкость кинематическая. Для перевода одних единиц вязкости в другие существуют формулы, таблицы и графики.



Вязкость всех масел при понижении температуры возрастает, а с повышением — уменьшается. Чем меньше масло меняет свою вязкость с изменением температуры, тем выше его качество.

Вязкостно-температурные свойства масел нормируются по стандарту величиной кинематической вязкости при 100° С и максимально допустимым отношением кинематической вязкости при 50° С к кинематической вязкости при 100° С, а для зимних масел — дополнительно предельным значением кинематической вязкости при 0° С.

**Химическая стабильность** масла характеризует стойкость масла против окисления кислородом воздуха.

**Термоокислительной стабильностью** масла называется способность масла, покрывающего тонким слоем металлическую поверхность и подвергающегося действию высокой температуры и кислорода воздуха, сопротивляться превращению в лаковую пленку.

Чем выше термоокислительная стабильность, тем меньше вероятность образования лаковой пленки (тонкого прочного лакоподобного слоя углеродистых веществ) на поршне и поршневых кольцах.

**Моющие свойства** масла характеризуют способность масла препятствовать образованию смолистых и других продуктов окисления и отложению этих веществ на поршне и поршневых кольцах.

**Коксуемость** масла определяет способность масла образовывать углистый осадок — кокс, получаемый во время испарения и разложения масла при высокой температуре без доступа воздуха. Коксуемость характеризует степень очистки масла от асфальтосмолистых веществ. Чем хуже очищено от них масло, тем выше его коксовое число.

**Зольность** масла характеризует содержание в масле солей органических и минеральных кислот и других несгораемых веществ. Повышенная зольность масла недопустима, потому что она усиливает износ деталей и повышает твердость нагара.

**Коррозионное действие** масла обусловлено теми же причинами, что и у топлива. Оно вызывает разрушение и повышенный износ деталей. Особенно быстро разрушаются вкладыши подшипников коленчатого вала, изготовленные из сплавов цветных металлов. Коррозионные свойства масел оцениваются кислотным числом, реакцией водной вытяжки и коррозионной агрессивностью по Пинкевичу (испытанием на коррозию металлических пластинок).

**Температурой вспышки** называется температура, при которой пары нагретого масла образуют с воздухом горючую смесь, воспламеняющуюся при поднесении к ней пламени. Температура вспышки характеризует интенсивность испарения масла и частично его фракционный состав. Чем ниже температура вспышки, тем больше в масле легко испаряющихся и легко кипящих фракций, которые во время работы двигателя будут испаряться и выгорать. Поэтому, при прочих равных условиях, лучшим будет то масло, у которого температура вспышки выше.

**Температурой застывания** масла называется температура, при которой масло теряет подвижность. Для облегчения пуска холодного двигателя и прокачки масла через маслопроводы, каналы и зазоры температура масла должна быть не менее чем на 20° выше температуры застывания.

**Механические примеси и вода** в масле недопустимы. Механические примеси в масле увеличивают износ деталей, нагароотложение и засоряют фильтры. Вода в масле способствует коррозии деталей и, образуя пену, затрудняет подачу масла к смазываемым поверхностям.

**Присадки.** Для улучшения эксплуатационных свойств масла в него добавляют в небольших количествах присадки. Например, вязкостные — повышающие вязкость масла и улучшающие его вязкостно-температурные свойства, депрессорные — понижающие температуру застывания масла, антикоррозионные — уменьшающие коррозию металлов, противоизносные — повышающие смазочные свойства масла, многофункциональ-

ные — обладающие способностью улучшать два или несколько показателей. В большинстве случаев в масло добавляют несколько (комплекс) присадок, улучшающих разные эксплуатационные свойства масел. Количество их в масле может достигать 10%.

Для смазки карбюраторных двигателей применяются масла: АС-6 (М6Б), АС-8 (М8Б), АС-10 (М10Б) — ГОСТ 10541—63 и АСп-6 (М6Б), АСп-10 (М10Б), АКЗп-6 (М6Б), АКЗп-10 (М10Б), АКп-10 (М10Б), АК-15—ГОСТ 1862—63; для смазки дизелей — дизельные масла: Дп-8, Дп-11, Д-11 и Дп-14 — ГОСТ 5304—54, ДС-8 (М8Б и М8В) и ДС-11 (М10Б)—ГОСТ 8581—63. Марки масел расшифровываются следующим образом. Первая буква указывает на назначение масла: А — автотракторное, Д — дизельное; вторая — на способ очистки данного масла: С — селективной очистки; К — сернокислотной очистки; буква З означает, что масло изготовлено путем добавления специальной присадки, дающей возможность маслу лучше сохранять нормальную вязкость при понижении температуры; буква п — что масло содержит моющую, антиокислительную или комплексную присадку, а цифра — это вязкость масла в *сантистоксах* (*сст*) при 100° С. В скобках дано обозначение масла по новой классификации, введенной с 1963 г. Буква М обозначает, что масло моторное, цифра — вязкость в *сантистоксах* при 100° С, а буквы Б и В — группу масла. Масло группы Б применяется для карбюраторных двигателей и дизелей, работающих на топливе с содержанием серы до 0,2%, а группы В — для дизелей, работающих на топливе с содержанием серы до 1%.

Для смазки можно применять только те сорта масел, которые рекомендованы заводом, выпустившим трактор или автомобиль. Заводы иногда рекомендуют масла, изготовленные в соответствии с межреспубликанскими (МРТУ) или временными (ВТУ) техническими условиями.

Летом применяются более вязкие, а зимой менее вязкие сорта масел. Загущенные масла АКЗп-6 и АКЗп-10 используются преимущественно зимой для смазки карбюраторных двигателей, так как обеспечивают легкий и быстрый пуск.

Для смазки механизмов силовой передачи и управления тракторов и автомобилей предназначены трансмиссионные масла. Условия работы трансмиссионных масел значительно отличаются от условий работы масел в двигателях. В зубчатых передачах трансмиссионное масло подвергается давлению в 25—40 тыс. *кг/см<sup>2</sup>*. Чтобы при таком давлении обеспечить надежный слой смазки между зубьями, масло должно обладать высокой маслянистостью и вязкостью.

Однако чрезмерно высокая вязкость (особенно при низких температурах) приводит к значительному увеличению мощности двигателя, затрачиваемой на преодоление сопротивлений в механизмах силовой передачи.

Так как температура масла в механизмах силовой передачи относительно невысока (45—50° С), то показатели, характеризующие противокислительную устойчивость масла при повышенных температурах, значения не имеют.

Трансмиссионное масло должно иметь низкую температуру застывания, соответствующую условиям работы трактора или автомобиля при низких температурах.

В качестве трансмиссионных масел широко применяют вязкие остаточные масла очень неглубокой очистки или даже неочищенные. Для повышения прочности масляной пленки в трансмиссионные масла добавляют присадки.

Для механизмов силовых передач тракторов и автомобилей рекомендуются масла ТАп-10 и ТАп-15 (ГОСТ 8412-57). Обозначение масел имеет следующую расшифровку: Т — трансмиссионное; А — автомобильное; п — присадка; цифра — вязкость масла в *сантистоксах* при 100° С. Масло ТАп-15 — всесезонное. Его можно применять круглый год в тех

районах страны, где температура воздуха в зимнее время не ниже  $-30^{\circ}\text{C}$ . В районах с более низкими температурами воздуха нужно применять масло ТАп-10.

Для механизмов силовой передачи тракторов предназначается также трансмиссионное тракторное масло с присадкой ЭФО (ВТУ № 38-1-90-67).

Для смазки шестерен гипондных передач легковых автомобилей следует применять масло по ГОСТ 4003—53, а в гипондной передаче автомобиля ГАЗ-53А — масло ТС-14,5 с присадкой хлорэф 40 (ТУ ТНЗ 128—63).

В коробках передач и рулевых управлениях многих автомобилей нужно использовать масло по ГОСТ 4002-53.

### § 3. КОНСИСТЕНТНЫЕ СМАЗКИ

Консистентные смазки представляют собой густые мазеобразные пластические продукты, получаемые смешиванием минеральных масел (75—90%) с различными загустителями. Кроме того, в состав некоторых смазок входят небольшие количества стабилизирующих веществ для предотвращения отделения загустителя от масла.

Консистентные смазки применяют для механизмов тракторов и автомобилей, к которым затруднена непрерывная подача жидкого масла или на которых жидкая смазка не удерживается. Они используются также в качестве защитных покрытий и для герметизации различных уплотнений.

Консистентные смазки в зависимости от происхождения жирных кислот (загустителей) разделяются на *синтетические* и *жировые*. По назначению консистентные смазки подразделяются на три основные группы: *антифрикционные*, *защитные* и *уплотнительные*.

Основными показателями качества консистентных смазок являются следующие.

**Коллоидная стабильность** определяет способность смазки сопротивляться выделению из нее жидкого масла.

**Однородность** характеризует равномерность распределения загустителя в смазке.

**Температура каплепадения**, то есть такая температура, при которой падает первая капля расплавленной смазки из отверстия капсулы специального прибора. Для предупреждения вытекания смазки из узла трения ее температура каплепадения должна превышать температуру трущихся деталей не менее чем на  $15-20^{\circ}\text{C}$ .

**Пенетрация** характеризует густоту (степень мягкости) смазки.

**Содержание (количественное) свободных кислот и щелочей**, которые вызывают коррозию деталей и изменяют другие свойства смазок.

**Содержание механических примесей**, удалить которые при помощи фильтрации и отстоя невозможно. Содержание механических примесей в смазках строго ограничивается, а примеси абразивного характера не допускаются.

**Содержание в воды**. В кальциевых смазках вода является стабилизирующей составляющей, при значительном уменьшении ее количества смазка распадается. В других смазках содержание воды или не допускается, или строго нормируется.

Консистентные смазки по области применения делятся на два класса: *универсальные* (широко применяемые в узлах различных машин) и *специальные* (используемые только в определенных машинах и узлах).

Для маркировки универсальных смазок приняты следующие обозначения: У — универсальная; Н — низкоплавкая (имеющая температуру каплепадения до  $65^{\circ}\text{C}$ ); С — среднеплавкая (имеющая температуру

каплепадения в пределах 65—100° С); Т — тугоплавкая (имеющая температуру каплепадения выше 100° С); В — водостойкая; М — морозостойкая; З — защитная (от коррозии); с — синтетическая; А — активизированная (содержащая присадку).

Для смазки механизмов тракторов и автомобилей применяются универсальные среднеплавкие смазки (солидолы) жировые: УС-1, УС-2, УС-3 (ГОСТ 1033—51); синтетические: пресс-солидол С, автомобильную УСс (ГОСТ 4366—64); универсальные тугоплавкие смазки (консталин жировой): УТ-1, УТ-2 (ГОСТ 1957—52).

## Глава 16

### СИСТЕМА СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

#### § 1. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Системой смазки двигателя называют совокупность устройств, которые служат для подачи масла в необходимом количестве при определенной температуре и под определенным давлением к трущимся поверхностям деталей.

Количество масла, подводимое к трущимся поверхностям деталей двигателя, и способ его подвода зависят от условий работы: нагрузки и скорости относительного перемещения этих поверхностей. Различают три способа подвода масла: 1) разбрызгиванием; 2) под давлением с непрерывной подачей; 3) под давлением с периодической (пульсирующей) подачей.

В зависимости от способа подвода масла к трущимся поверхностям деталей системы смазки разделяют на три типа: 1) система смазки разбрызгиванием; 2) система смазки под давлением, или принудительная, и 3) система смазки комбинированная.

При смазке разбрызгиванием у работающего двигателя масло, заливаемое в картер, разбрызгивается движущимися деталями и в виде мелких капелек попадает на трущиеся поверхности. Эта система смазки проста по устройству, но имеет следующие существенные недостатки: интенсивность смазки уменьшается с понижением уровня масла и уменьшением числа оборотов коленчатого вала; при движении трактора и автомобиля на подъеме, спуске или на поперечном уклоне масло в картере сливается в одну сторону и смазка отдельных деталей двигателя нарушается; циркуляция масла не имеет определенного, направленного движения, поэтому нельзя поставить фильтр для очистки масла.

Такая система смазки распространения не получила (применена только в пусковых двигателях П-23 и П-23М).

Большинство автотракторных двигателей имеет *комбинированную систему смазки*. К наиболее нагруженным деталям (например, коренные и шатунные подшипники коленчатого вала, подшипники распределительного вала) масло подается под давлением. Остальные детали смазываются маслом, разбрызгиваемым во внутренней полости двигателя при его работе.

Топливный насос, регулятор числа оборотов, вентилятор, водяной насос и механизмы системы пуска снабжены самостоятельными устройствами для смазки трущихся поверхностей деталей.

Комбинированная система смазки включает в себя устройства для очистки и охлаждения масла. Это способствует уменьшению расхода масла и износа деталей двигателя.

Смазка всех трущихся деталей двигателя только под давлением конструктивно сложна и поэтому не применяется.

## § 2. СХЕМЫ СИСТЕМ СМАЗКИ

Для ознакомления с устройством и действием комбинированной системы смазки рассмотрим схемы системы смазки двигателей СМД-14 и ГАЗ-53.

У дизеля СМД-14 масло заливают в поддон 1 (рис. 151, а) через заливную горловину с фильтрующей сеткой. Уровень масла в поддоне измеряют масломерной линейкой 28. Сливают масло через отверстие в поддоне, закрываемое пробкой 24.

Из поддона масло через сетку маслоприемника 2 засасывается шестеренчатым насосом 4 и подается по маслопроводу 15 и каналам в блок-картере в корпус масляных фильтров. Далее масло идет двумя параллельными потоками. Меньшая часть (около 20%) по каналу в шпильке поступает в центробежный очиститель 19 масла (центрифугу). Здесь масло очищается, а затем сливается по каналу 17 в поддон. Большая часть масла через калиброванное отверстие 16 по маслопроводу 22 идет в радиатор 8 и затем по маслопроводу 20 в фильтр 9 грубой очистки. Калиброванное отверстие 16 необходимо для поддержания повышенного давления масла на входе в центрифугу 19.

Очищенное и охлажденное масло поступает в канал 5 (главную магистраль), идущий вдоль блок-картера. Из главной магистрали 5 по каналам в поперечных перегородках блок-картера масло попадает к коренным подшипникам. От них часть масла по наклонным каналам в коленчатом валу поступает в полость шатунных шеек. Здесь происходит дополнительная (центробежная) очистка масла, которое затем смазывает трущиеся поверхности вкладышей и шатунных шеек.

Масло, снимаемое маслосъемными кольцами и стекающее в поддон картера, а также выдавливаемое из зазоров коренных и шатунных подшипников, разбрызгивается вращающимся коленчатым валом. Образующийся при этом масляный туман оседает на поверхностях гильз цилиндров, поршней, поршневых пальцев и втулок верхних головок шатунов.

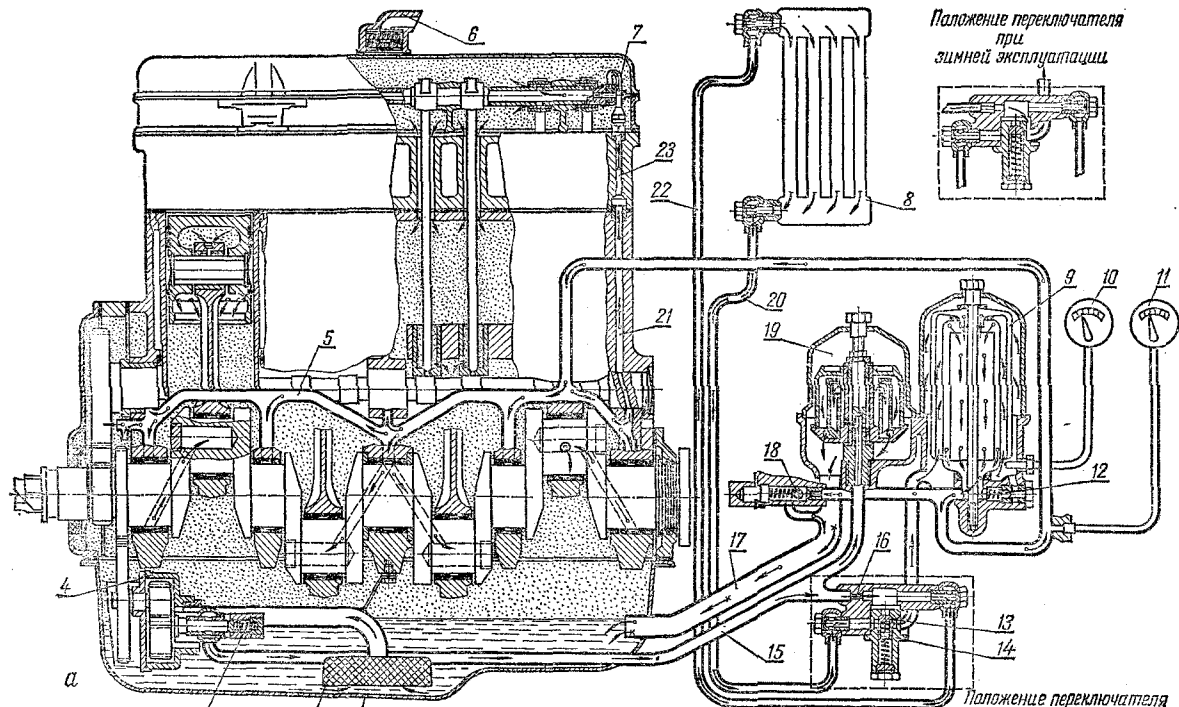
Для смазки шеек распределительного вала масло поступает по каналам 25 в поперечных перегородках блок-картера от первого, третьего и пятого коренных подшипников.

Третья шейка распределительного вала имеет наклонный канал, который один раз за каждый оборот соединяет отверстие, подводящее масло к этой шейке, с вертикальным каналом 21 в блок-картере и с его продолжением — каналом 23 в головке цилиндра. Это дает возможность подавать масло пульсирующим потоком по трубке 7 во внутреннюю полость осей коромысел и из нее через отверстия в осях к втулкам коромысел. Маслом, вытекающим из втулок коромысел и разбрызгиваемым движущимися витками пружин, смазываются трущиеся поверхности штанг, регулировочных винтов и клапанов. Стекающее по штангам в поддон картера масло попадает на трущиеся поверхности толкателей и кулачков распределительного вала и смазывает их.

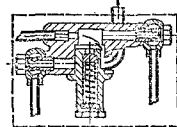
К подшипнику промежуточной шестерни масло подводится от канала в первой поперечной перегородке блок-картера по сверлению 27 в оси шестерни.

Из главной масляной магистрали по трубке 26 и каналам в стенке картера распределительных шестерен и установочном фланце масло поступает к трущимся поверхностям втулки шестерни привода топливного насоса и к цилиндрической части установочного фланца.

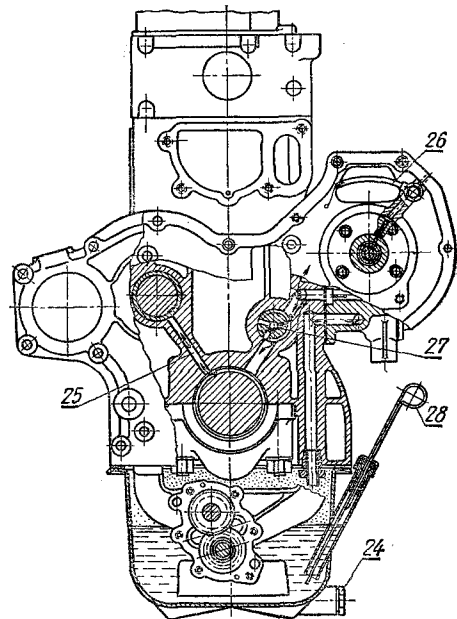
Зубья распределительных шестерен смазываются маслом, поступающим из радиальных отверстий в оси и теле промежуточной шестерни, а также маслом, вытекающим из переднего подшипника распределительного вала, промежуточной шестерни и шестерни привода топливного насоса.



Положение переключателя при зимней эксплуатации



Положение переключателя при летней эксплуатации



← Нефильтрованное масло

← Масло, охлажденное в масляном радиаторе

Условные обозначения:

← Масло, прошедшее через центрифугу

← Масло, прошедшее фильтр грубой очистки

▨ Масло наливом

▨ Масляный туман

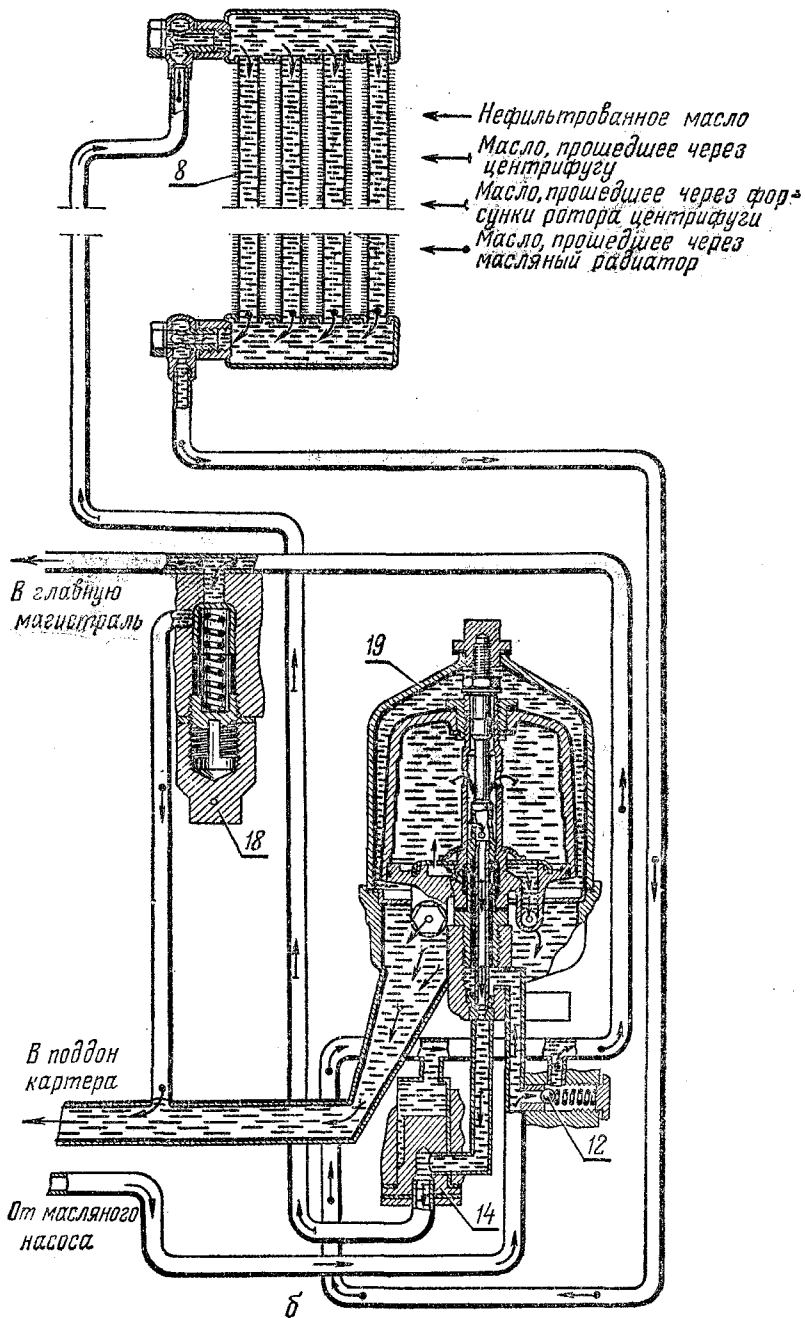


Рис. 151. Схема системы смазки дизеля СМД-14:

а — с неполнопоточной центрифугой; б — с полнопоточной центрифугой; 1 — поддон картера; 2 — маслоприемник; 3 — редукционный клапан; 4 — масляный насос; 5 — главная масляная магистраль; 6 — сапун; 7, 26 — трубки; 8 — радиатор; 9 — фильтр грубой очистки; 10 — указатель температуры; 11 — указатель давления; 12 — предохранительный клапан; 13 — клапан масляного радиатора; 14 — переключатель; 15, 20, 22 — маслопроводы; 16 — калиброванное отверстие; 17, 21, 23, 25 — каналы; 18 — сливной клапан; 19 — центрифуга; 24 — пробка; 27 — сверление в оси промежуточной шестерни; 28 — масломерная линейка.

Подшипники водяного насоса и генератора периодически смазывают через масленки.

Для контроля давления масла в главной магистрали и температуры его в корпусе фильтров на щитке контрольных приборов установлены указатель давления *11* и дистанционный указатель температуры *10*.

Нормальная температура масла в дизеле при номинальном режиме должна находиться в пределах  $80\text{--}95^\circ\text{C}$ , а давление масла — в пределах  $2,5\text{--}4,5\text{ кг/см}^2$ . При минимальном числе оборотов на холостом ходу давление масла в системе допускается не ниже  $0,8\text{ кг/см}^2$ .

В системе смазки имеются четыре автоматически работающих клапана: редукционный масляного насоса, предохранительный, сливной и масляного радиатора.

Редукционный клапан *3* перепускает масло из нагнетательной полости масляного насоса в поддон картера при повышенной вязкости масла (например, при пуске холодного дизеля). Клапан отрегулирован на давление  $7\text{--}8\text{ кг/см}^2$ .

Предохранительный клапан *12* перепускает неочищенное масло непосредственно в главную масляную магистраль *5*, минуя фильтр грубой очистки *9*, при сильном загрязнении его фильтрующих элементов и при повышенной вязкости масла. Клапан отрегулирован на перепад давления (до и после фильтра)  $3\text{--}4,5\text{ кг/см}^2$ .

Сливной клапан *18* перепускает масло в поддон картера, когда давление масла в главной магистрали превысит нормальное ( $2,5\text{--}4,5\text{ кг/см}^2$ ).

Клапан *13* масляного радиатора (клапан-термостат) отрегулирован на перепад давления  $0,9\text{--}1,7\text{ кг/см}^2$ . Он автоматически отключает радиатор от системы смазки, если температура масла не достигла  $70\text{--}80^\circ\text{C}$ , так как в этом случае вследствие повышенной вязкости масла сопротивление радиатора становится больше перепада давления, на который отрегулирована пружина клапана. Размещается клапан *13* в переключателе *14*, на котором имеются буквы Л и З.

При переходе на зимнюю эксплуатацию радиатор отключают от системы смазки. Для этого переключатель *14* нужно вынуть и повернуть так, чтобы буква З находилась против стрелки на корпусе фильтров.

Система смазки, имеющая два фильтра для очистки масла (при неполнопоточной центрифуге), применяется у многих современных двигателей.

В усовершенствованных конструкциях дизелей СМД-14 нагнетаемое насосом масло полностью поступает для очистки в центрифугу *19* (рис. 151, б). Фильтр грубой очистки и клапан масляного радиатора отсутствуют. Очищенное в центрифуге масло охлаждается в радиаторе *8* и через главную масляную магистраль идет к поверхностям трущихся деталей. Такая система смазки называется *комбинированной с неполнопоточной центрифугой*. Она применяется у дизелей Д-50, Д-37М и Д-21.

В двигателе ГАЗ-53 масло через маслоприемник *13* (рис. 152, а) и трубку *12* засасывается в основную *9* (верхнюю) секцию масляного насоса. Из этой секции масло по каналу в блок-картере подается в главную масляную магистраль *7*, проходящую несколько выше распределительного вала. Из главной масляной магистрали *7* масло поступает к коренным подшипникам коленчатого вала и к втулкам распределительного вала. От коренных шеек через каналы *16* в коленчатом валу масло подается в полость *15* шатунных шеек, а из них — к шатунным подшипникам.

От второй и четвертой втулок распределительного вала масло поступает по каналам в головках цилиндров пульсирующим потоком в полые оси коромысел и далее через отверстия в осях в каналы коромысел, а оттуда по сверлениям в регулировочных винтах — к верхним наконечникам штанг. На второй и четвертой шейках распределительного



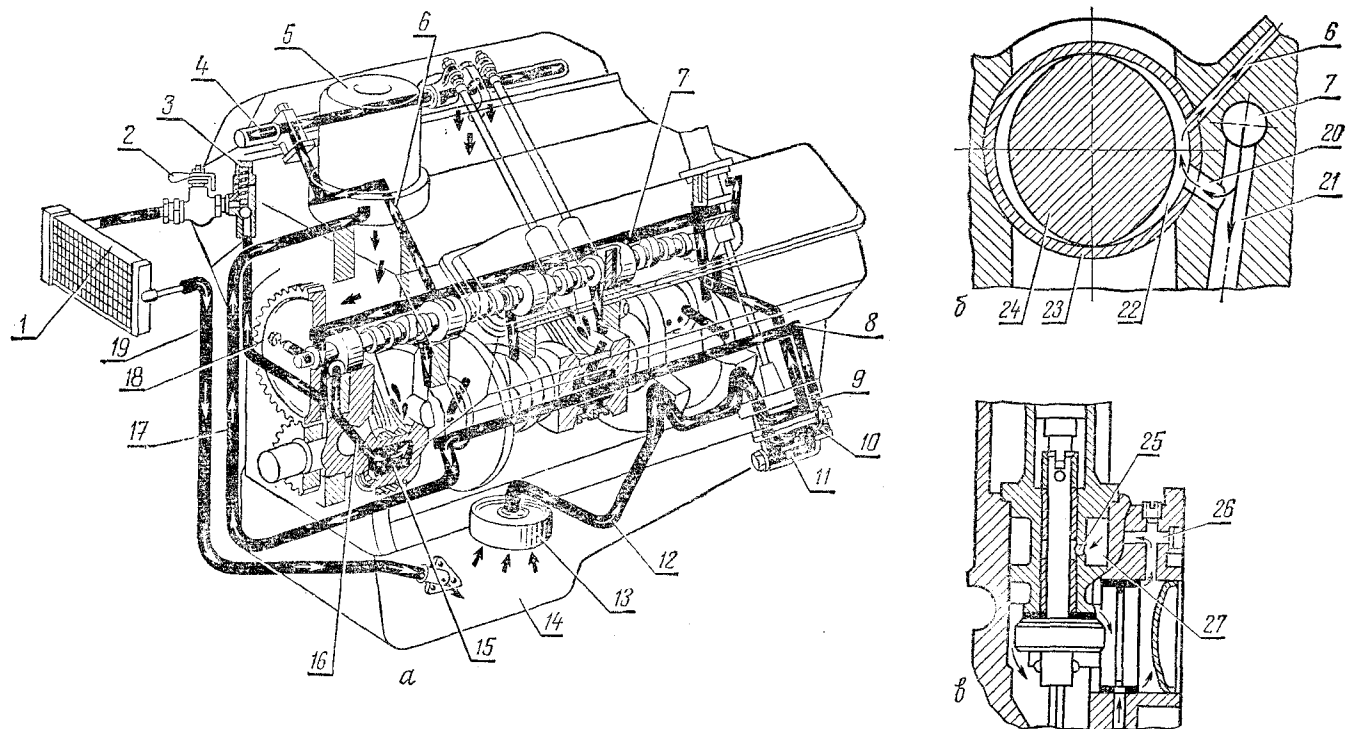


Рис. 152. Схема системы смазки двигателя ГАЗ-53:

*а* — схема смазки; *б* — схема подачи масла к правой головке цилиндров для смазки газораспределительного механизма (разрез по второй шейке распределительного вала); *в* — схема подачи масла к приводу прерывателя-распределителя зажигания; 1 — радиатор; 2 — кран включения и выключения масляного радиатора; 3 — предохранительный клапан; 4 — полость в оси коромысел; 5 — центрифуга; 6 — канал в блок-картере для подачи масла к головкам цилиндров; 7 — главная масляная магистраль; 8 — масляная магистраль к центрифуге; 9 — основная секция масляного насоса; 10 — дополнительная секция масляного насоса; 11 — редукционный клапан дополнительной секции масляного насоса; 12 — трубка; 13 — маслоприемник; 14 — поддон картера; 15 — полость в шатунной шейке; 16 — канал в коленчатом валу; 17 — трубка; 18 — редукционный клапан главной масляной магистрали; 19 — шланг слива масла из масляного радиатора; 20 — отверстие; 21, 26 — каналы в блок-картере; 22 — канавка на шейке распределительного вала; 23 — втулка; 24 — шейка распределительного вала; 25 — отверстие в корпусе привода прерывателя-распределителя; 27 — полость.

вала имеется по две канавки. Когда канавка 22 (рис. 152, б) соединит отверстие 20 в блок-картере с каналом 6, масло из главной масляной магистрали 7 по каналу 21, канавке 22 и каналу 6 поступит в каналы головки цилиндров.

Привод прерывателя-распределителя зажигания смазывается маслом, поступающим из зазора между пятой шейкой распределительного вала и ее втулкой по каналу 26 (рис. 152, в) в блок-картере, полость 27 и отверстие 25 в корпусе привода.

Все остальные детали двигателя смазываются разбрызгиванием.

Дополнительная 10 (нижняя) секция насоса (рис. 152, а) нагнетает масло по масляной магистрали 8 в блок-картере и трубке 17 к centrifуге 5. Очищенное в centrifуге масло сливается в поддон 14 картера и по пути смазывает шестерни распределения.

Для охлаждения масла при работе двигателя с большой нагрузкой или при температуре выше 20°C краником 2 включается радиатор 1. Масло в радиатор поступает из главной масляной магистрали через предохранительный клапан 3, который открывается при давлении 1 кг/см<sup>2</sup>. Из радиатора масло по шлангу 19 сливается в поддон 14 картера. Если давление в системе смазки упадет ниже 1 кг/см<sup>2</sup>, клапан 3 даже при открытом кранике 2 автоматически закрывается и не пропускает масло в радиатор 1.

В системе смазки имеются два автоматически работающих редукционных клапана. Клапан 11 дополнительной секции предназначен для поддержания давления масла, подаваемого к centrifуге, не выше 4,5 кг/см<sup>2</sup>. Лишнее масло при избыточном давлении пропускается из напорной полости дополнительной секции во всасывающую полость насоса. Клапан 18 главной масляной магистрали отрегулирован на давление 4 кг/см<sup>2</sup>. При более высоком давлении клапан открывается и часть масла сливается в поддон 14 картера.

Для контроля минимального давления масла в системе смазки служит сигнальная лампа на панели приборов, включающаяся, когда давление падает (0,4—0,7 кг/см<sup>2</sup>).

### § 3. ВЕНТИЛЯЦИЯ КАРТЕРА ДВИГАТЕЛЯ

Во время работы двигателя через неплотности между зеркалом цилиндра и поршневыми кольцами из надпоршневого пространства в картер проникают воздух, отработавшие газы и пары топлива.

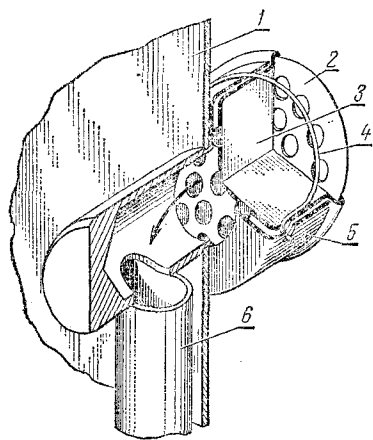


Рис. 153. Сапун дизеля Д-50:

1 — задняя крышка блок-картера; 2 — фильтр; 3 — фильтрующая набивка; 4 — стопорное кольцо; 5 — корпус сапуна; 6 — трубка сапуна.

Отработавшие газы, содержащие в себе пары воды и сернистые соединения, ухудшают качество масла, а топливо, конденсируясь, разжижает масло. В результате увеличиваются износ деталей двигателя и расход масла.

Для того чтобы давление в картере не повышалось и газы не выдавливали через уплотнения масло, картер сообщается с атмосферой при помощи сапуна.

Устройство сапуна дизеля Д-50 показано на рисунке 153. Для предотвращения попадания пыли в картер и выбрасывания масла из него в корпус 5 сапуна помещен фильтр 2 с набивкой 3 из капроновых нитей. Сапуны других двигателей по своему устройству и действию мало отличаются от сапуна дизеля Д-50.

Для уменьшения износа деталей двигателя и сохранения качества масла боль-

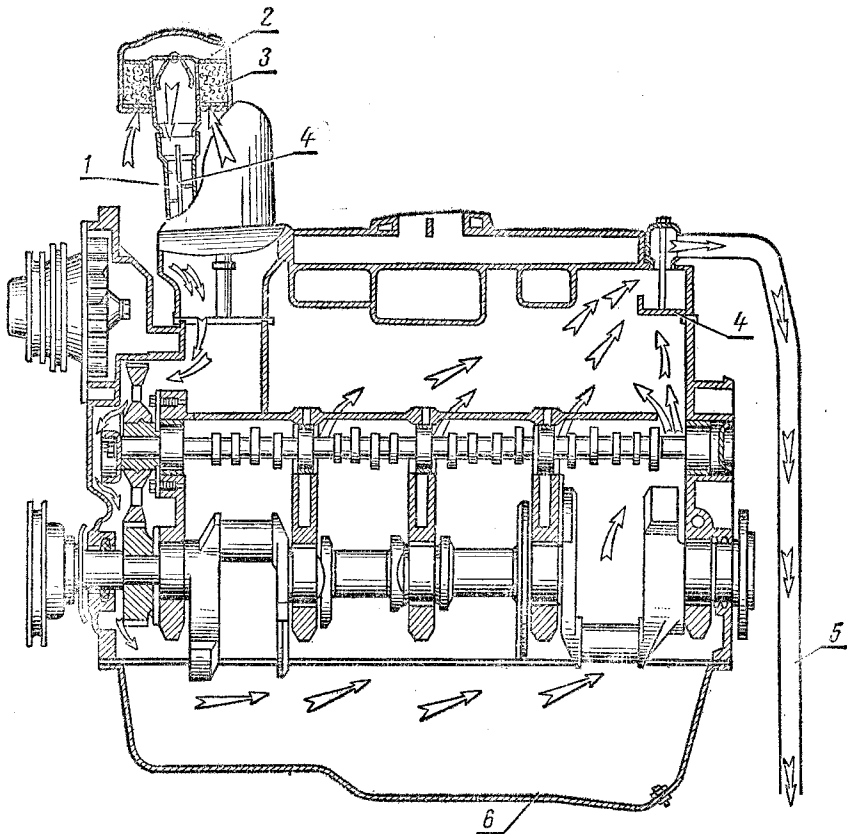


Рис. 154. Схема вентиляции картера двигателя ГАЗ-53:  
 1 — патрубок; 2 — воздушный фильтр; 3 — набивка фильтра; 4 — отражатели; 5 — вытяжная труба; 6 — поддон картера.

шинство карбюраторных двигателей имеет принудительную вентиляцию картера, благодаря которой из него удаляются отработавшие газы и пары топлива.

Вентиляция картера двигателя ГАЗ-53 (рис. 154) вытяжная, открытая. При движении автомобиля создается разрежение у конца вытяжной трубы 5, выведенного на уровень днища поддона 6 картера. Оно передается в блок-картер и вызывает отсос газов через вытяжную трубу. Свежий воздух поступает через патрубок 1, который одновременно служит наливной горловиной системы смазки. Во избежание засасывания пыли на патрубок 1 надет воздушный неразборный фильтр 2 с капроновой набивкой 3.

Направление движения воздуха и газов показано стрелками. В патрубке 1 и у входа газов в вытяжную трубу 5 установлены отражатели 4, препятствующие выбрасыванию брызг масла из двигателя.

Вентиляция картера двигателя ЗИЛ-130 закрытая. Газы из картера отсасываются во впускной трубопровод 7 (рис. 155) через коробчатый уловитель 8, корпус 6 клапана и трубку 5. В уловителе 8 задерживаются капли масла, которые стекают обратно в картер. Наружный воздух попадает в картер через воздушный фильтр 1, объединенный с наливной горловиной системы смазки.

Когда двигатель работает с прикрытой дроссельной заслонкой карбюратора 4, разрежение во впускном трубопроводе 7 и штуцере 9 возрастает, клапан 10 поднимается, уменьшая проходное сечение штуцера 9. В результате этого уменьшается унос масла газами, отсасываемыми

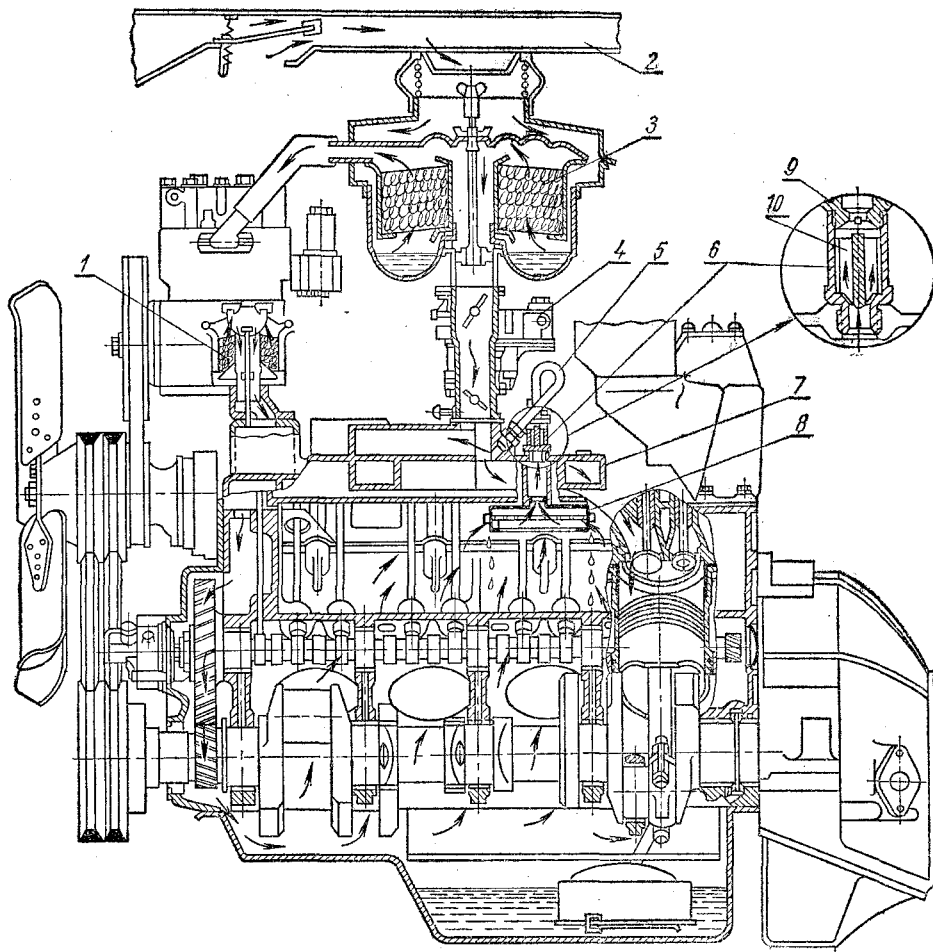


Рис. 155. Схема вентиляции картера двигателя ЗИЛ-130:

1 — воздушный фильтр; 2 — воздуховод капота; 3 — воздухоочиститель; 4 — карбюратор; 5 — трубка; 6 — корпус клапана; 7 — впускной трубопровод; 8 — уловитель; 9 — штуцер; 10 — клапан.

из картера. При работе двигателя с полностью открытой дроссельной заслонкой разрежение во впускном трубопроводе 7 уменьшается и клапан 10 под действием собственного веса опускается, открывая проходное сечение штуцера 9.

#### § 4. УСТРОЙСТВО МАСЛЯНЫХ НАСОСОВ

Масляные насосы служат для нагнетания масла в систему смазки двигателя. На автотракторных двигателях применяются шестеренчатые масляные насосы. По принципу действия они не отличаются от шестеренчатых подкачивающих помп, рассмотренных в § 4 главы 9.

Масляный насос дизеля СМД-14 крепится к фланцу на нижней плоскости блок-картера. На валик 7 (рис. 156) напрессована ведущая шестерня 5, а шестерня 2 привода соединена с ним шпонкой. Ведомая шестерня 6 свободно вращается на оси 8. Ведущая и ведомая шестерни расположены в корпусе 1. В отверстие 9 корпуса ввертывается штуцер 11 нагнетательного маслопровода с редукционным клапаном. При давлении в нагнетательном маслопроводе выше  $7-8 \text{ кг/см}^2$  плунжер 12 клапана, преодолевая сопротивление пружины 13, откроет отверстие 15, и часть масла будет сливаться в поддон картера. К отверстию 10 при-

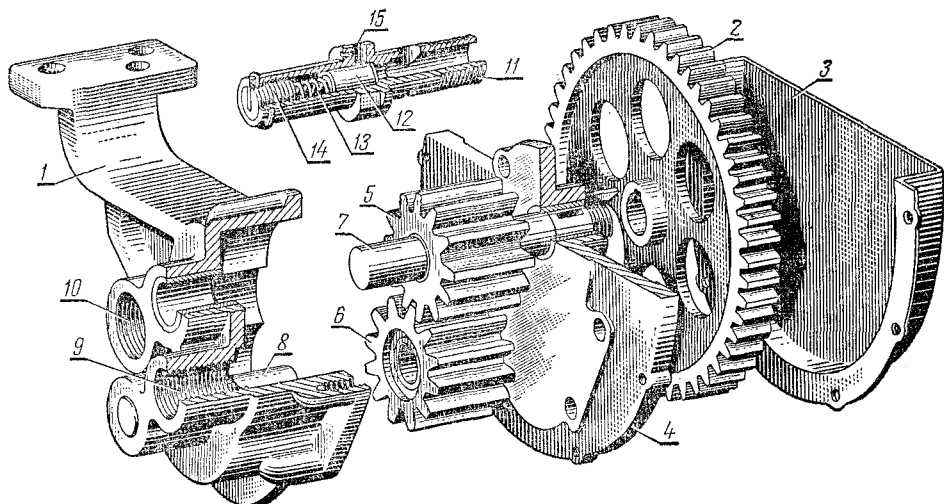


Рис. 156. Масляный насос дизеля СМД-14:

1 — корпус; 2 — шестерня привода; 3 — кожух; 4 — крышка корпуса; 5 — ведущая шестерня; 6 — ведомая шестерня; 7 — валик; 8 — ось; 9 и 10 — отверстия; 11 — штуцер; 12 — плунжер; 13 — пружина; 14 — регулировочный винт; 15 — сливное отверстие.

соединяется заборная трубка с маслоприемником 2 (см. рис. 151), снабженным фильтрующей сеткой.

Масляный насос, имеющий одну пару шестерен, называется односекционным. Такие насосы применяются у многих двигателей и по своему устройству и действию мало отличаются от рассмотренного выше.

Применяются также насосы двухсекционные (например, двигатели АМ-01, ГАЗ-53, ЗИЛ-130) и трехсекционные (дизели Д-108 и Д-130).

Масляные насосы тракторных дизелей приводятся во вращение от шестерни коленчатого вала, а в автомобильных карбюраторных двигателях — от шестерни, выполненной заодно с распределительным валом.

**Масляный насос двигателя ГАЗ-53** (рис. 157, а, б) установлен снаружи блок-картера и прикреплен к нему на двух шпильках. Привод насоса осуществляется от распределительного вала парой шестерен со спиральными зубьями через специальный четырехгранный валик, который своим нижним концом входит в квадратное отверстие ведущего валика 2 насоса. Корпуса 3 и 9 изготовлены из алюминиевого сплава и разделены чугуной пластиной 7. Шестерни секций — цилиндрические, с прямым зубом. Ведущая шестерня 1 основной секции закреплена на валике 2 штифтом, а ведущая шестерня 8 дополнительной секции — на шпонке. Ведомая шестерня 5 основной секции свободно вращается на оси 4, а ведомая шестерня 15 дополнительной секции — на оси 14. Обе оси запрессованы в корпуса 3 и 9. В корпусе 9 размещен редукционный клапан, состоящий из плунжера 13, пружины 12 и пробки 10 с прокладкой 11.

Конструкция и принцип работы двухсекционных масляных насосов других двигателей незначительно отличаются от конструкции и принципа работы насоса двигателя ГАЗ-53.

## § 5. УСТРОЙСТВО ФИЛЬТРОВ ГРУБОЙ ОЧИСТКИ МАСЛА, ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ОЧИСТИТЕЛЕЙ И ФИЛЬТРОВ ТОНКОЙ ОЧИСТКИ МАСЛА

В масле по мере работы двигателя постепенно накапливаются частицы несгоревшего топлива, продукты окисления масла (нагар, смолистые вещества), а также частицы пыли и продуктов износа деталей

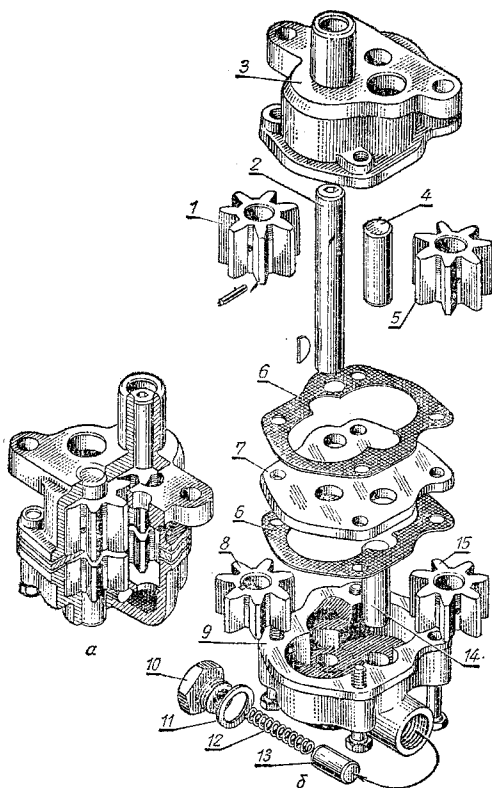


Рис. 157. Масляный насос двигателя ГАЗ-53:

*a* — масляный насос в сборе; *б* — детали масляного насоса: 1 — ведущая шестерня основной (верхней) секции; 2 — ведущий вал; 3 — корпус основной секции; 4 — ось ведомой шестерни основной секции; 5 — ведомая шестерня основной секции; 6, 11 — прокладки; 7 — пластина; 8 — ведущая шестерня дополнительной (нижней) секции; 9 — корпус дополнительной секции; 10 — пробка; 12 — пружина; 13 — плунжер; 14 — ось ведомой шестерни дополнительной секции; 15 — ведомая шестерня дополнительной секции.

**Фильтры грубой очистки.** В фильтрах грубой очистки масла применяются металлические фильтрующие элементы щелевого типа. Они обладают относительно малым сопротивлением. При загрязнении их фильтрующая способность может быть восстановлена. Щелевые фильтрующие элементы очищают масло от частиц, имеющих размеры более 0,09 мм.

В зависимости от конструкции эти фильтры разделяют на ленточные и пластинчатые.

Щелевой ленточный фильтрующий элемент грубой очистки масла, установленный на дизелях АМ-41, АМ-01 и СМД-14, представляет собой цилиндрический гофрированный стакан (рис. 158, *a*), на наружной поверхности которого плотно намотана латунная лента 7. На одной стороне ленты через каждые 3,5 мм имеются небольшие выпуклости, благодаря которым между витками при намотке образуются щели шириной 0,04—0,09 мм.

Масло, нагнетаемое насосом в фильтр грубой очистки, продавливается через щели намоток. При этом на наружной поверхности 3 оседают примеси, содержащиеся в масле, величина которых больше щели. Отфильтрованное масло проходит по гофрам (продольным желобкам) в пространство между крышками 4 и 5, а затем через отверстие 6 в центральную полость 17 (рис. 158, *б*).

двигателя. Если масло загрязнено, то работа двигателя сопровождается повышенным износом его деталей.

Наиболее эффективным средством борьбы с ухудшением качества масел в двигателях служит фильтрация масел. При помощи фильтров можно удалить из масла не только сравнительно крупные частицы металлов и различных механических примесей, но и значительную часть мельчайших частичек пыли и осадков, находящихся в масле во взвешенном состоянии.

Быстрое удаление из масла всех нежелательных примесей позволяет не только снизить абразивный износ, но и значительно задержать процесс старения самого масла.

Поэтому двигатель снабжается фильтрами грубой очистки, которые удаляют из масла лишь наиболее крупные частицы механических примесей и осадков, и центробежными очистителями и фильтрами тонкой очистки, которые очищают масло от частиц различных примесей размером в несколько тысячных долей миллиметра. Основной деталью любого фильтра является фильтрующий элемент.

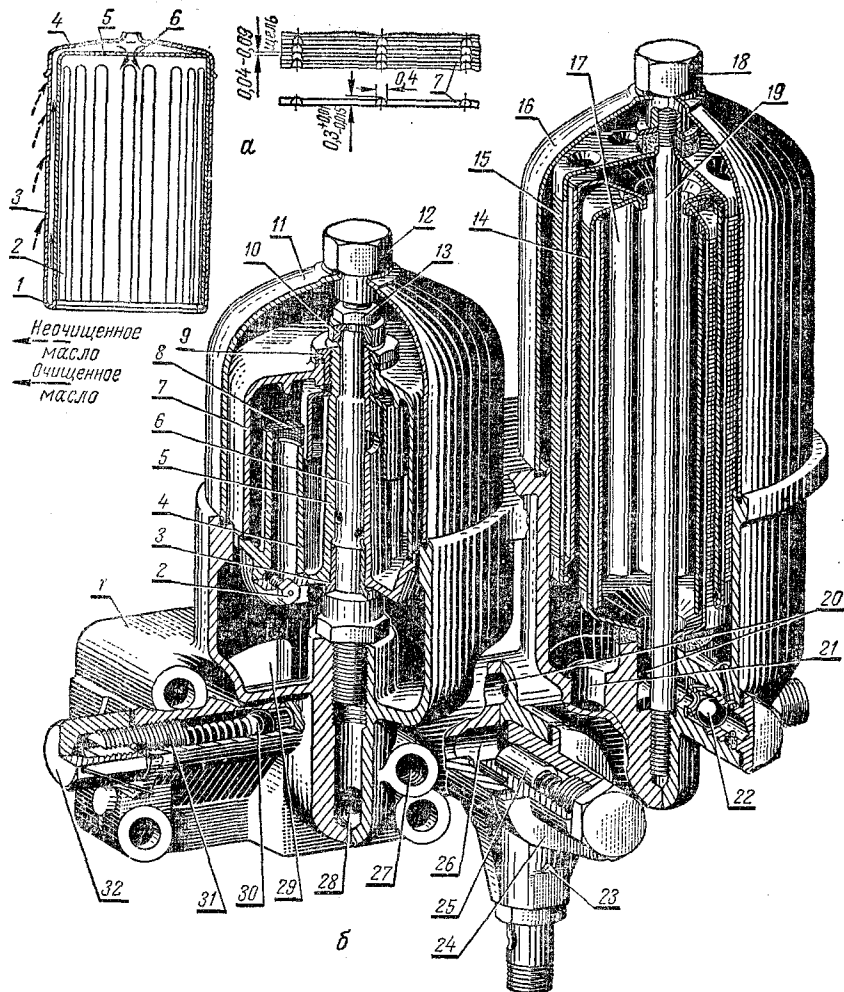


Рис. 158. Фильтр грубой очистки и центробежный очиститель масла дизеля СМД-14:

а — щелевой ленточный фильтрующий элемент для грубой очистки масла дизеля: 1 — ободок; 2 — гофрированный стакан; 3 — фильтрующая поверхность из намотанной ленты; 4 — наружная крышка; 5 — внутренняя крышка; 6 — отверстие для стока масла; 7 — лента; 8 — фильтры грубой очистки и центробежный очиститель масла; 9 — корпус фильтров; 10 — форсунка; 11 — втулка; 12 — маслоотводная трубка; 13 — корпус ротора; 14 — ось; 15 — стакан; 16 — сетчатый колпачок; 17 — центрифуга; 18, 32 — гайки; 19 — упорная втулка; 20 — колпак центрифуги; 21, 15 — фильтрующие элементы; 22 — колпак фильтра грубой очистки; 23 — центральная полость фильтра грубой очистки; 24 — шпилька; 25 — каналы для подвода масла в главную магистраль; 26 — канал для подвода неочищенного масла в фильтр грубой очистки; 27 — предохранительный клапан; 28 — стрелка-указатель на корпусе фильтров; 29 — переключатель; 30 — клапан масляного радиатора; 31 — канал для подвода неочищенного масла к радиатору и фильтру грубой очистки; 32 — отверстие для присоединения трубки манометра; 28 — отверстие для подвода масла к фильтрам; 29 — окно для слива масла из центрифуги в поддон картера; 30 — сливной клапан; 31 — регулировочный винт.

В фильтре грубой очистки два фильтрующих элемента (секции) 15 и 14 работают параллельно. Секции установлены в корпус 1 и закрыты колпак 16. Секции и колпак крепятся к корпусу шпилькой 19 и гайкой 18.

Щелевой пластинчатый фильтрующий элемент 5 (рис. 159) устанавливается на двигателях ГАЗ-52-01 и ГАЗ-21А. Элемент собран на стержне 14 и состоит из большого количества чередующихся между собой пластин 9 и 10. В собранном элементе щель (зазор) между пластинами 9 равна 0,08 мм.

Масло от насоса поступает в отстойник 7 фильтра и продавливается сквозь щели в фильтрующем элементе 5. При этом оно очищается от механических примесей, которые осаждаются в отстойнике и на по-

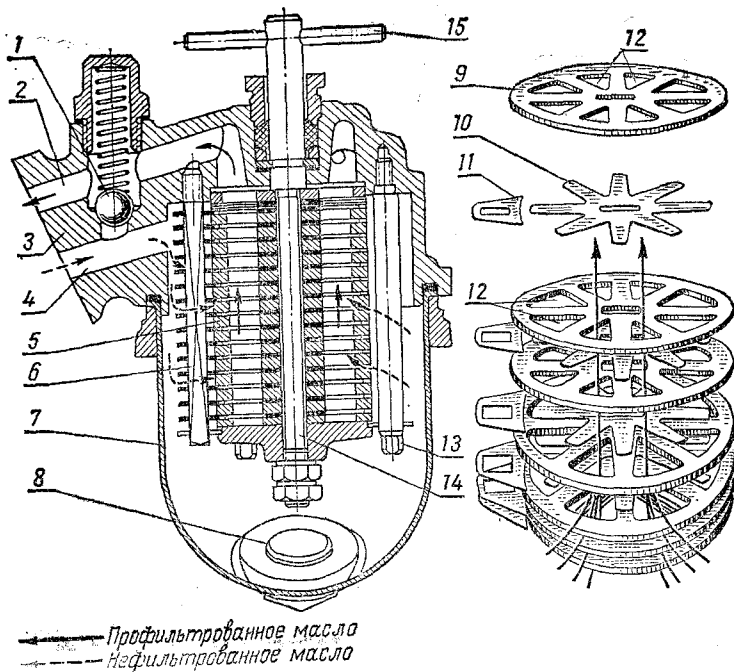


Рис. 159. Фильтр грубой очистки масла двигателей ГАЗ-52-01, ГАЗ-21А:  
 1 — предохранительный клапан; 2 — отводящий канал; 3 — корпус фильтра; 4 — подводящий канал; 5 — щелевой фильтрующий элемент; 6 — стержень счищающих пластин; 7 — отстойник; 8 — пробка сливного отверстия; 9 — пластина; 10 — пластина-звездочка; 11 — счищающая пластина; 12 — отверстие в фильтрующей пластине; 13 — стержень опорной пластины; 14 — стержень фильтрующего элемента; 15 — рукоятка стержня.

верхности фильтрующего элемента. Отфильтрованное масло по отверстиям 12 в пластинах 9 подается в главную масляную магистраль.

Счищающие пластины 11 неподвижны. Они набраны на стержне 6 и входят в зазоры между пластинами 9. При повороте фильтрующего элемента рукояткой 15 пластины 11 очищают эти зазоры от осадков.

Чтобы при засорении фильтрующего элемента подача масла в главную масляную магистраль не прекращалась, подводящий 4 и отводящий 2 каналы сообщены между собой отверстием, перекрытым предохранительным клапаном 1.

На двигателе 408 устанавливаются щелевые пластинчатые фильтрующие элементы такого же типа, как и на двигателях ГАЗ-52-01.

**Центробежные очистители (реактивные центрифуги)** применяются в большинстве автотракторных двигателей (например, Д-50, Д-54А, СМД-14, АМ-41, АМ-01, ГАЗ-53, ЗИЛ-130) для очистки масла от примесей, размер которых меньше 0,09 мм.

В реактивных центрифугах масло очищается под действием центробежных сил, возникающих при вращении ротора центрифуги. Преимуществом такого очистителя является высокая стабильность степени очистки масла в течение длительного периода.

Ротор состоит из корпуса 5 (см. рис. 158, б) с маслоотводными трубками 4 и стакана 7, скрепленных гайкой 9. Трубки 4 закрыты сверху сетчатыми колпачками 8.

Нижние части трубок 4 сообщаются с касательно расположенными каналами в дне корпуса ротора. Каналы оканчиваются форсунками 2 с калиброванными отверстиями. Ротор в сборе надет на ось 6. Сверху он закрыт колпаком 11, прижатым гайкой 12 к корпусу 1 фильтров.

Масло под давлением 5—6 кг/см<sup>2</sup> поступает внутрь ротора центрифуги через отверстие 28 и канал в оси 6. Заполнив ротор, масло прохо-



лит через трубки 4 к форсункам 2 и выбрасывается из них. Возникающие при этом реактивные силы вращают ротор со скоростью 5000—6000 об/мин. Под действием центробежных сил взвешенные в масле твердые частицы с удельным весом, превышающим удельный вес масла, осаждаются на внутренних стенках вращающегося ротора.

Диаметр нижней шейки оси 6 несколько больше, чем диаметр верхней, поэтому площадь днища корпуса меньше площади крышки. Вследствие разности этих площадей сила от давления масла на крышку будет больше, чем на днище, то есть создается избыточная сила, уравновешивающая вес ротора и содержащегося в нем масла. Под действием избыточной силы ротор как бы всплывает, не оказывая давления на опору. Благодаря этому уменьшаются потери на трение и износ торца втулки 3. Осевое перемещение ротора ограничивается упорной втулкой 10, закрепленной на оси 6 гайкой 13.

Очищенное масло, вытекающее из ротора, сливается в поддон картера двигателя. Так работает неполнопоточная реактивная центрифуга.

Действие неполнопоточных реактивных центрифуг других двигателей такое же, как и неполнопоточной центрифуги двигателя СМД-14.

Полнопоточные центрифуги двигателей Д-37М, ЗИЛ-130 (рис. 162), СМД-14 и Д-50 отличаются от описанной тем, что у них очищенное масло направляется двумя путями: одна часть направляется через форсунки в поддон, обеспечивая вращение ротора, другая — отводится в главную масляную магистраль.

**Фильтры тонкой очистки.** В двигателях ГАЗ-21А и ГАЗ-52-01 применяются фильтрующие элементы ДАСФО (двухсекционные автомобильные суперфильтры-отстойники), ДАСФО-ЭФА и «Р» («Реготмасс»).

Фильтрующий элемент ДАСФО (рис. 160, а) представляет собой пакет картонных пластин 9 толщиной 0,5—0,7 мм и прокладок 10 толщиной 3—3,5 мм, которые имеют в центре квадратные отверстия 20, образующие в собранном элементе сквозной центральный канал. В прокладке 10 сделана прорезка, выходящая к отверстию 20.

Каждая пластина 9 и прокладка 10 образуют элементарную фильтрующую ячейку. В смежных фильтрующих ячейках прокладки расположены под углом 90° одна к другой.

Пакет из пластин и прокладок зажат между металлическими крышками 17 и 19 и стянут четырьмя стяжками 12.

Фильтрующий элемент 2 устанавливается в корпусе 8 на пустотелый стержень 11. Сверху корпус закрывается крышкой 4, которая закрепляется болтом 5.

Для постоянного сжатия пластин и прокладок фильтрующий элемент прижат к торцу втулки 14 пружиной 6. Уплотнение фильтрующего элемента на стержне 11 осуществляется картонными сальниками 18, расположенными в крышках 17 и 19 элемента.

Масло, поступающее в корпус 8 фильтра по трубке 3, заполняет полости между пластинами 9. Отсюда оно постепенно проходит через щели между пластинами и прокладками и через капиллярные поры материала пластин и прокладок в прорезки прокладок 10 и далее в центральный канал фильтрующего элемента. Из этого канала через калиброванное отверстие диаметром 1,6 мм в верхней части стержня 11 масло поступает в канал стержня и затем по трубке 15 сливается в поддон картера. Механические примеси оседают в полостях между пластинами (отсеках), и в центральный канал элемента поступает очищенное масло. Когда отсеки фильтрующего элемента заполняются осадками, он должен быть заменен новым.

Для быстрого прогревания масла в фильтрующем элементе после пуска холодного двигателя в чашечке 21 нижней крышки 19 имеются шесть отверстий, через которые часть нефилтрованного, но прогретого

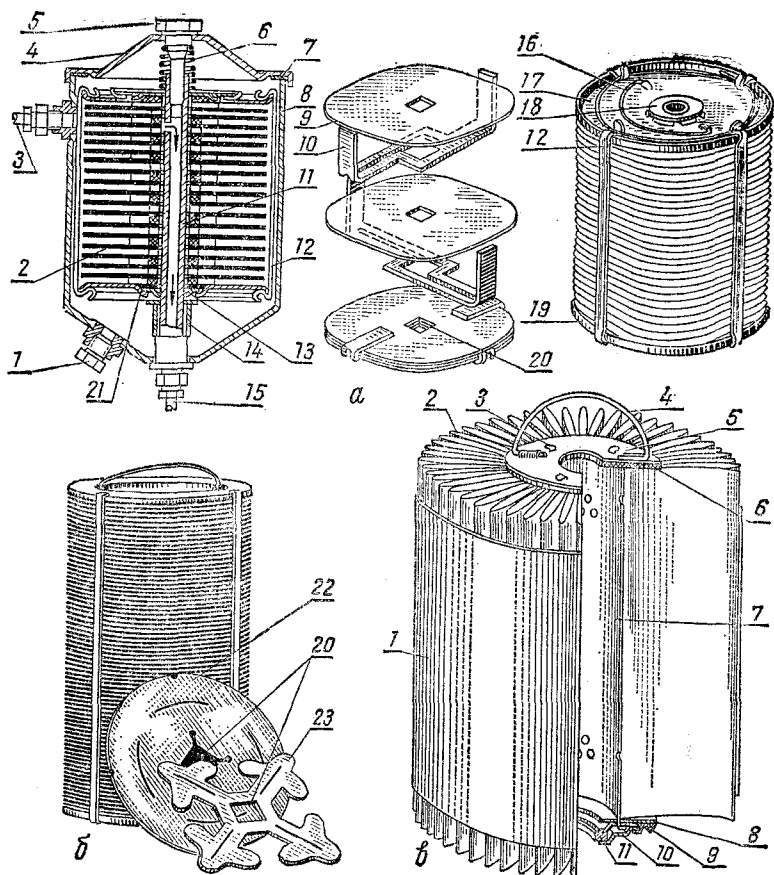


Рис. 160. Фильтр тонкой очистки масла двигателей ГАЗ-21А и ГАЗ-52-01 и сменные фильтрующие элементы:

*а* — фильтр тонкой очистки масла с фильтрующим элементом ДАСФО; *б* — сменный фильтрующий элемент ДАСФО-ЭФА: 1 — пробка сливного отверстия; 2 — фильтрующий элемент; 3 — впускная трубка; 4 — крышка корпуса; 5 — стяжной болт; 6 — пружина; 7 — прокладка; 8 — корпус; 9 — пластина фильтрующего элемента ДАСФО; 10 — прокладка фильтрующего элемента ДАСФО; 11 — стержень; 12 — стяжка; 13 — перепускное отверстие; 14 — втулка; 15 — выпускная трубка; 16 — ручка; 17, 19 — крышки фильтрующего элемента; 18 — картонный сальник; 20 — центральное отверстие в пластинах и в прокладке; 21 — чашечка; 22 — пластина; 23 — прокладка; *в* — сменный фильтрующий элемент «Р» («Реготмас»): 1 — бумажная лента; 2 — картонная лента; 3 — усик трубки; 4 — ручка; 5 — верхняя крышка; 6 — прокладка верхней крышки; 7 — металлическая трубка; 8 — прокладка нижней крышки; 9 — нижняя крышка; 10 — чашечка; 11 — картонный сальник.

в двигателе масла поступает внутрь чашечки, а оттуда через калиброванное перепускное отверстие 13 в крышке 19 — в центральный канал, минуя фильтрующий элемент. При работе прогретого двигателя подача нефилтрованного масла через перепускное отверстие 13 уменьшает давление в фильтрующем элементе и скорость прохождения масла через него. Это создает благоприятные условия для отстоя масла и оседания механических примесей в отсеках.

Принцип действия фильтрующего элемента ДАСФО-ЭФА (рис. 160, б) такой же, как и ДАСФО, только пластины и прокладки у него изготовлены из тонкого картона, и элементарная фильтрующая ячейка состоит из двух пластинок 22, между которыми расположены несколько крестообразных прокладок 23.

Фильтрующий элемент «Р» (рис. 160, в) изготовлен из картонной ленты 2 толщиной около 0,7 мм, которая сложена «гармошкой» и веерообразно свернута по окружности. При этом внутренние края пластин плотно прилегают друг к другу, образуя центральную полость цилиндрической формы. В эту полость вставлена металлическая перфорирован-

ная, то есть с большим количеством сквозных отверстий трубка 7. Торцы трубки имеют отгибающиеся усики 3, при помощи которых сверху крепят крышку 5 с ручкой 4, а снизу — крышку 9 с чашечкой 10, удерживающей картонный сальник 11.

При работе двигателя масло, подаваемое насосом в корпус фильтра, заполняет отсеки между веерообразно расположенными пластинами картонной ленты 2 и проникает в картон. Проходя через поры картона в радиальном направлении, масло фильтруется и поступает в металлическую трубку 7. Примеси, находящиеся в масле, отлагаются на поверхности картонных пластин, постепенно заполняя отсеки. Щелевой фильтрации и отстоя масла в отсеках в этих фильтрах не происходит.

Для ускорения прогрева масла в фильтрующем элементе так же, как в элементе ДАСФО, в чашечке 10 сделано шесть отверстий, а в нижней крышке 9 одно перепускное отверстие.

В двигателе 412 применен фильтрующий элемент, в целом работающий так же, как элемент «Р», но изготовленный из специальной пористой бумаги.

## § 6. УСТРОЙСТВО МАСЛЯНЫХ РАДИАТОРОВ, ПОДДОНОВ КАРТЕРОВ И КОНТРОЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Для нормальной работы двигателя температура масла в системе должна находиться в пределах 70—80°C. При увеличении температуры более 90°C качество масла ухудшается и как следствие этого повышается износ деталей двигателя и расход масла. Для поддержания температуры масла в необходимых пределах при работе двигателя с большой нагрузкой и при высокой температуре окружающего воздуха в системе смазки применяют специальные охладители (радиаторы).

Масляный радиатор обычно располагают впереди радиатора системы охлаждения, и масло, циркулирующее в нем, охлаждается встречным потоком воздуха. Водитель включает и выключает масляный радиатор краном 2 (см. рис. 152) или масляный радиатор включается автоматически при помощи клапана-термостата 13 (см. рис. 151).

**Масляный радиатор дизеля СМД-14** (рис. 161, а) представляет собой неразборный узел, состоящий из стальных трубок 3 овального сечения и двух бачков: нижнего 7 и верхнего 5. Нижний бачок разделен двумя перегородками 8, а верхний — одной. Для увеличения поверхности охлаждения на каждой трубке навита спираль из тонкой стальной ленты. Торцы бачков оканчиваются ушками, посредством которых масляный радиатор болтами 4 крепят к стойкам водяного радиатора.

По маслопроводу 6 масло из корпуса фильтров поступает в нижний бачок 7 и, пройдя по трубкам радиатора, отводится по маслопроводу 1 в корпус фильтров. Двигаясь по трубкам радиатора, обдуваемого снаружи воздухом, масло охлаждается (при полностью открытой шторке) на 10—12°C. Масляные радиаторы такой конструкции применяются также на дизелях Д-50, АМ-41, АМ-01, Д-108 и Д-130.

**Масляный радиатор двигателя ГАЗ-53** показан на рисунке 161, б. Он состоит из двух бачков 2 и планок 4. В бачки впаено шесть латунных трубок, а к трубкам припаяны охлаждающие пластины 3. Масло поступает в радиатор по шлангу 5 из главной магистрали через предохранительный клапан 3 (см. рис. 152, а) и охлажденное отводится по шлангу 1 (рис. 161, б). Конструкция масляных радиаторов двигателей ЗИЛ-130 и ГАЗ-52-01 такая же, как и радиатора двигателя ГАЗ-53.

**Поддоны картеров** могут быть чугунные, из алюминиевого сплава или стальные, штампованные. Поддон картера дизеля СМД-14 — стальной, штампованный. Он крепится к блок-картеру болтами. Для уплотнения между блок-картером и поддоном ставится картонная прокладка. В сливное отверстие днища поддона ввернута пробка.

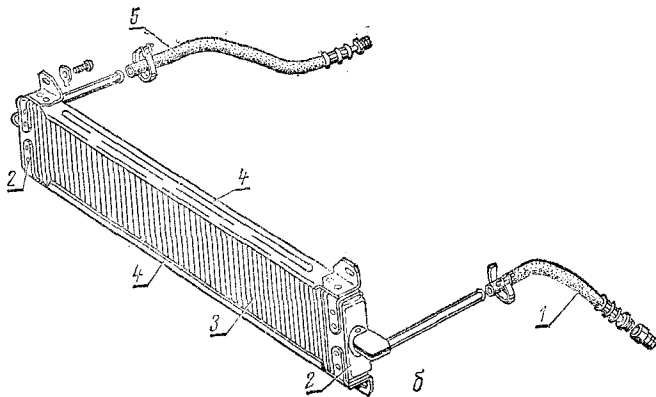
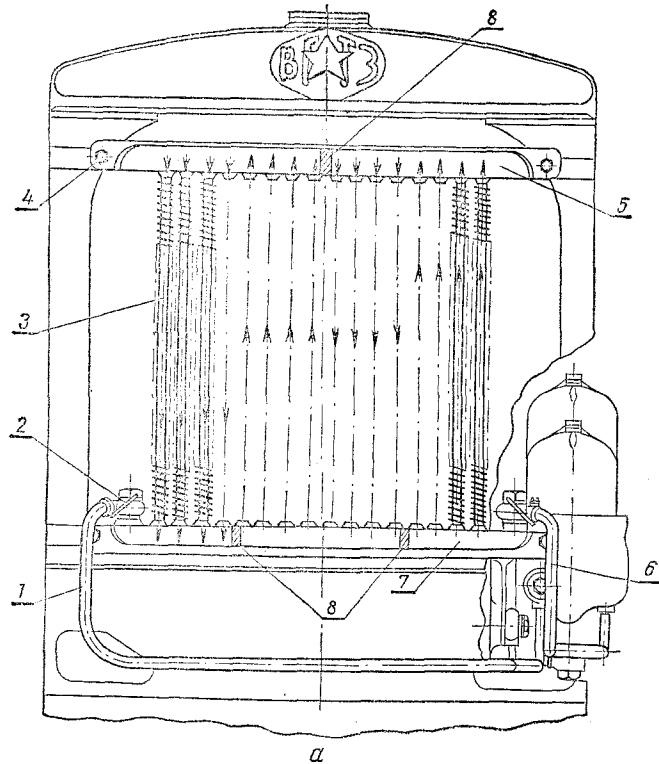


Рис. 161. Масляные радиаторы:

*a* — масляный радиатор дизеля СМД-14: 1 — отводящий маслопровод; 2 — поворотный угольник; 3 — стальные трубки; 4 — болт; 5 — верхний бачок; 6 — подводящий маслопровод; 7 — нижний бачок; 8 — перегородки; *б* — масляный радиатор двигателя ГАЗ-53: 1 — отводящий шланг; 2 — бачок; 3 — пластина; 4 — планка; 5 — подводящий шланг.

Уровень масла в поддоне картера двигателя проверяют масломерной линейкой, на которой нанесены риски. Масломерную линейку вставляют в трубку поддона.

Для контроля давления масла в системе смазки применяются указатели давления мембранного типа (см. главу 9, § 3) или электрический импульсный (см. главу 25, § 1). Эти приборы устанавливаются на щитке приборов в кабине водителя.

Указатель температуры (рис. 162) применяется для контроля температуры масла в системе смазки. Он состоит из датчика 1 и измерите-

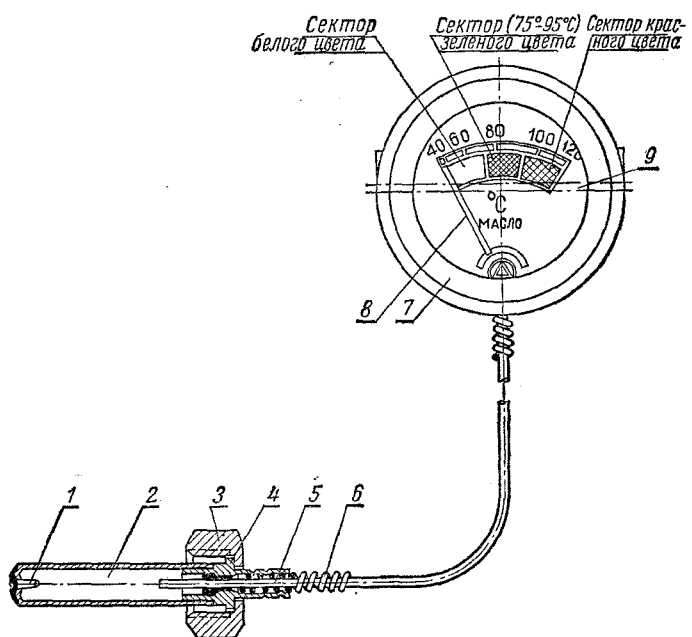


Рис. 162. Дистанционный указатель температуры:  
 1 — датчик; 2 — баллон датчика; 3 — гайка; 4 — головка датчика; 5 — капиллярная трубка; 6 — металлическая спираль; 7 — измеритель; 8 — стрелка; 9 — циферблат.

ля 7, которые соединены между собой длинной капиллярной трубкой 5, защищенной металлической спиралью 6.

Датчик 1 представляет собой узкий баллон 2, отверстие которого закрыто головкой 4. Гайка 3 служит для крепления датчика. В измерителе размещена трубчатая пружина, соединенная через передаточный механизм со стрелкой 8. Датчик, капиллярная трубка и трубчатая пружина измерителя заполнены легкоиспаряющейся жидкостью (этиловым эфиром).

Действие дистанционного указателя температуры основано на зависимости давления насыщенных паров жидкости, находящихся в замкнутом пространстве, от окружающей температуры. Повышение температуры масла, в которое погружен датчик, вызывает усиленное испарение в нем жидкости, и давление в датчике, капиллярной трубке и трубчатой пружине повышается. Вследствие этого трубчатая пружина изменяет свою форму и ее подвижный конец с помощью передаточного механизма поворачивает стрелку 8 измерителя, устанавливая ее против соответствующего деления циферблата 9.

На тракторах ДТ-75 с 1968 г. для контроля за температурой масла в системе смазки вместо дистанционного указателя температуры применен электрический сигнализатор с контрольной лампочкой, установленной на щитке приборов (см. главу 25, § 1).

## § 7. УХОД ЗА СИСТЕМОЙ СМАЗКИ

Уход за системой смазки двигателя заключается в осмотре механизмов и приборов системы, поддержании необходимого уровня масла в поддоне, периодической очистке фильтров, смене фильтрующих элементов тонкой очистки и смене масла.

При работе двигателя необходимо систематически следить по контрольным приборам за давлением и температурой масла, которые должны находиться в пределах, указанных заводом-изготовителем, и перио-

дически в течение смены проверять, нет ли течи масла в местах соединений маслопроводов, через неплотности в отдельных узлах системы смазки и из поддона картера.

Для контроля работы реактивной центрифуги нужно в конце каждой смены проверять на слух, как вращается ее ротор. После остановки двигателя в течение не менее 40—60 сек должен быть слышен легкий шум (гудение) ротора, продолжающего вращаться по инерции. Отсутствие или малая продолжительность шума указывают на неисправность центрифуги. У дизеля СМД-14 вращение ротора контролируется через смотровое окно в верхней части колпака центрифуги.

При неработающем двигателе проверяют уровень масла в картере, крепление узлов и деталей системы смазки и отсутствие течи масла.

Уровень масла в картере измеряют масломерной линейкой спустя 15—20 мин после остановки двигателя. Уровень должен находиться вблизи верхней риски (метки) на масломерной линейке. Наливать масло выше верхней метки не следует, чтобы не вызвать пригорания поршневых колец, образования обильного нагара в камерах сгорания и на днищах поршней и увеличения расхода масла. Работа двигателя при уровне масла в картере ниже нижней метки запрещается, потому что в этом случае возможно нарушение подачи масла в систему, сопровождающееся интенсивным износом трущихся деталей и выплавлением подшипников.

Щелевые пластинчатые фильтрующие элементы нужно ежедневно (пока двигатель не остыл) очищать поворотом рукоятки 15 (рис. 159).

При проведении технического ухода № 1 (тракторные двигатели) и первого технического обслуживания (автомобильные двигатели) из корпусов фильтров нужно слить отстой.

Щелевые ленточные фильтрующие элементы и центрифуги нужно промывать в керосине или дизельном топливе при первом техническом уходе (обслуживании), а фильтрующие элементы фильтров тонкой очистки заменять при смене масла.

Промывку и очистку от осадков центрифуги следует проводить следующим образом. Снять колпак, освободить, вынуть и разобрать ротор, очистить при помощи деревянного скребка внутреннюю полость ротора от грязевых отложений, снять сетчатые колпачки с маслоотводных трубок и промыть колпачки и детали ротора в дизельном топливе. После этого следует прочистить форсунки, не вывинчивая их, медной или латунной проволокой диаметром 1,5—1,7 мм, собрать ротор, закрепить его на оси и проверить легкость вращения. При правильной затяжке гаек ротор от толчка пальцем должен вращаться легко, без рывков и заеданий. Проверку числа оборотов производят при температуре масла 80°C и давлении в масляной магистрали не ниже 1,7 кг/см<sup>2</sup> специальным прибором.

В процессе работы двигателя масло загрязняется продуктами окисления и разложения масла и топлива, а также посторонними примесями (минеральной и металлической пылью и водой). Вследствие этого ухудшаются его смазывающие свойства, или, как говорят, масло стареет. Поэтому нужно систематически, в сроки, указанные правилами, у большинства двигателей при техническом уходе № 2 или втором техническом обслуживании заменять масло полностью. Для этого сразу же после остановки двигателя, пока масло горячее, его сливают в чистую посуду из поддона, корпуса фильтров и масляного радиатора. Затем у тракторных двигателей промывают систему смазки при помощи специальной установки промывочной жидкостью, состоящей из 80% дизельного топлива и 20% дизельного масла. У автомобильных двигателей для промывки системы смазки в картер заливают 4—5 л масла, употребляемого для смазки данного двигателя, и вращают коленчатый вал пусковой рукояткой в течение 1—2 мин. После этого промывочное мас-

ло сливают. По окончании промывки систему смазки заполняют свежим маслом до нормального уровня и запускают двигатель. При работающем двигателе проверяют показания приборов и плотность всех соединений в системе. Затем останавливают двигатель и проверяют уровень масла в поддоне.

При смене масла сапун разбирают и промывают его набивку в керосине или дизельном топливе. После этого набивку смачивают дизельным маслом и, дав маслу стечь, собирают сапун.

В системе вентиляции картера автомобильных двигателей периодически проверяют герметичность соединений трубок и крепление деталей, удаляют отложения из трубок. У двигателей ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 в сроки, указанные заводом-изготовителем, промывают набивку фильтра вентиляции в керосине и смачивают ее маслом. В корпус фильтра 1 (см. рис. 155) двигателя ЗИЛ-130 наливают 0,1 л масла АС-8.

## Глава 17

# СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

### § 1. КЛАССИФИКАЦИЯ И СХЕМЫ ДЕЙСТВИЯ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

В работающем двигателе средняя температура газов в течение рабочего цикла составляет 800—900° С. Часть тепла газов передается деталям двигателя (цилиндрам, головке цилиндров, поршням, клапанам и др.), вследствие чего температура их возрастает. Если эти детали не охлаждать или охлаждать недостаточно, то нормальная работа двигателя может быть нарушена по следующим причинам:

1) ухудшаются смазочные свойства масла и в результате этого повышаются потери на трение, увеличиваются износ деталей и расход масла;

2) появляется возможность преждевременного воспламенения рабочей смеси и детонации при ее сгорании (карбюраторные двигатели);

3) уменьшаются зазоры в подвижных сочленениях и создается возможность заклинивания движущихся деталей.

Теплота от деталей двигателя отводится в атмосферу. Это вынужденные потери тепловой энергии. Величина этих потерь зависит от типа двигателя, его конструкции и способа охлаждения.

Охлаждение двигателя не должно быть чрезмерным, так как при этом теряется полезное тепло, топливо плохо испаряется, трудно воспламеняется, медленно горит, и поэтому мощность двигателя снижается. Кроме того, частицы топлива, конденсируясь на стенках цилиндра, смыывают с них масло и, стекая в картер, разжижают его. Это ухудшает смазку двигателя.

У дизелей чрезмерное охлаждение может привести к отложению на деталях поршневой группы и клапанах смолистых веществ, к закоксуыванию поршневых колец, а у карбюраторных двигателей к коррозионному износу вследствие конденсации паров кислот, образующихся при сгорании топлива.

Для обеспечения необходимого температурного состояния двигатель имеет ряд устройств, деталей и приборов, объединенных в *систему охлаждения*.

В двигателях применяются два способа охлаждения: жидкостное (водяное) \* и воздушное. В первом случае тепло от стенок цилиндров передается воде, а через нее — воздуху, во втором случае тепло от стенок цилиндров передается непосредственно воздуху.

\* В зимнее время в качестве охлаждающей жидкости применяют различные смеси (антифризы) с низкой температурой замерзания.

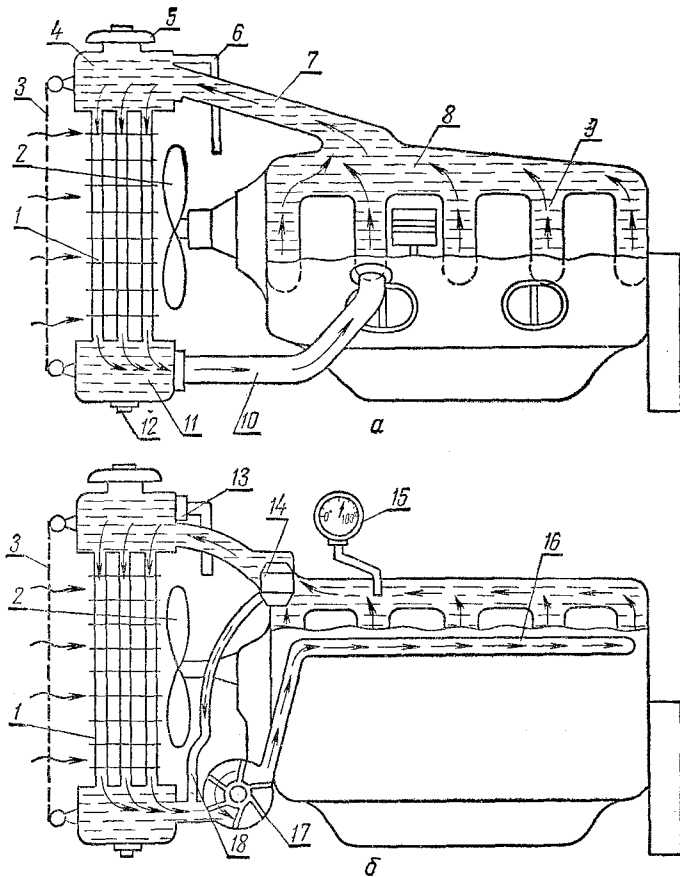


Рис. 163. Схемы водяных систем охлаждения:

*а* — термосифонная; *б* — принудительная: 1 — сердцевина радиатора; 2 — вентилятор; 3 — шторка; 4 — верхний бак радиатора; 5 — крышка наливной горловины; 6 — пароводная трубка; 7 — верхний патрубок; 8 — рубашка головки цилиндров; 9 — рубашка блок-картера; 10 — нижний патрубок; 11 — нижний бак радиатора; 12 — пробка сливного отверстия; 13 — устройство с паровым и воздушным клапанами; 14 — термостат; 15 — термометр; 16 — водораспределительный канал; 17 — центробежный насос; 18 — водоотводная трубка.

В системе водяного охлаждения вода, заполняющая водяные рубашки 9 блок-картера (рис. 163) и 8 головки цилиндров, омывает стенки цилиндров и камер сгорания и отводит от них тепло. Нагретая вода поступает в специальный охладитель (радиатор), где отдает тепло воздуху. Охлажденная в радиаторе вода вновь поступает в водяную рубашку. Таким образом, в системе охлаждения происходит непрерывная циркуляция воды. Температура охлаждающей воды работающего двигателя должна находиться в пределах 80—95°C.

В зависимости от способа циркуляции охлаждающей воды различают две системы охлаждения: термосифонную и принудительную.

В термосифонной системе охлаждения (рис. 163, *а*) циркуляция воды в системе происходит вследствие разности плотностей холодной и горячей воды. При нагревании в водяной рубашке плотность воды уменьшается и она по патрубку 7 поднимается в верхний бак 4 радиатора. В сердцевине 1 радиатора вода охлаждается, плотность ее повышается и по патрубку 10 она поступает в водяную рубашку, вытесняя воду с меньшей плотностью.

Для увеличения интенсивности охлаждения воды позади радиатора установлен вентилятор 2, увеличивающий скорость воздуха, охлаждающего воду.



Преимущества термосифонной системы охлаждения таковы: простота устройства, незначительная интенсивность циркуляции воды при пуске и прогреве двигателя, саморегулирование интенсивности охлаждения в зависимости от нагрузки двигателя (при повышении нагрузки увеличивается нагрев воды и, следовательно, ускоряется ее циркуляция).

Недостаток термосифонной системы охлаждения— сравнительно медленная циркуляция воды в ней, что создает необходимость увеличения емкости системы. Кроме того, недостаточная интенсивность циркуляции воды приводит к усиленному испарению ее из системы, а следовательно, к необходимости частой проверки уровня воды и пополнения ею системы. Эти недостатки существенно ограничивают сферу ее применения: в настоящее время термосифонную систему охлаждения имеют только пусковые двигатели ПД-10У и П-23М.

В принудительной системе охлаждения (рис. 163, б) циркуляция воды создается центробежным насосом 17. Насос нагнетает воду в рубашку блок-картера, из которой нагретая вода вытесняется в радиатор. Охлажденная в радиаторе вода поступает по патрубку снова к насосу. По такой схеме работают водяные системы охлаждения большинства двигателей.

Разность температур нагретой и охлажденной воды в случае применения системы охлаждения с принудительной циркуляцией воды не превышает 10°C.

Интенсивность циркуляции воды и потока воздуха, создаваемого вентилятором, в принудительной системе охлаждения зависит главным образом от числа оборотов коленчатого вала двигателя. Поэтому, чтобы при понижении температуры окружающего воздуха и уменьшении нагрузки двигатель не переохлаждался, применяются различные устройства, регулирующие тепловой режим двигателя: термостат 14, шторки и жалюзи радиатора.

Усиленный отвод теплоты от наиболее нагретых частей камер сгорания и цилиндров осуществляется сосредоточенным охлаждением этих деталей. В этом случае вода попадает в распределительный канал 16 (рис. 163, б), идущий вдоль верхней части блок-картера. В канале сделаны отверстия для подачи воды в первую очередь к наиболее горячим частям блок-картера и цилиндров (двигатели Д-50, СМД-14, АМ-01, АМ-41 и ГАЗ-52-01). Для этой же цели в головках цилиндров двигателя Д-108 имеются водораспределительные насадки-отражатели.

Если система охлаждения с принудительной циркуляцией воды постоянно сообщена с атмосферой через паротводную трубку 6 (рис. 163, а), то ее называют *открытой*.

Если система охлаждения с принудительной циркуляцией воды объединена от атмосферы специальным устройством 13, в котором объединены паровой и воздушный клапаны (рис. 163, б), то ее называют *закрытой*. Она применяется в двигателях СМД-14 (рис. 164), ГАЗ-53, ЗИЛ-130, АМ-41, АМ-01, Д-108 и Д-130.

В герметически закрытой системе охлаждения, не имеющей паровоздушного клапана, при перегреве двигателя давление пара может разорвать трубки радиатора, а при охлаждении двигателя после его остановки конденсация паров в радиаторе может вызвать такое разрежение, которое приведет к порче трубок.

Закрытая система охлаждения работает при давлении несколько выше атмосферного, и температура кипения воды в ней соответственно повышается. Поэтому в закрытой системе охлаждения испарение воды, а значит, и расход ее, и отложение накипи уменьшаются. Закрытая система охлаждения применяется на большинстве автотракторных двигателей.

В системе воздушного охлаждения отвод тепла от деталей двигателя происходит в результате обдува цилиндров и их головок воздухом.

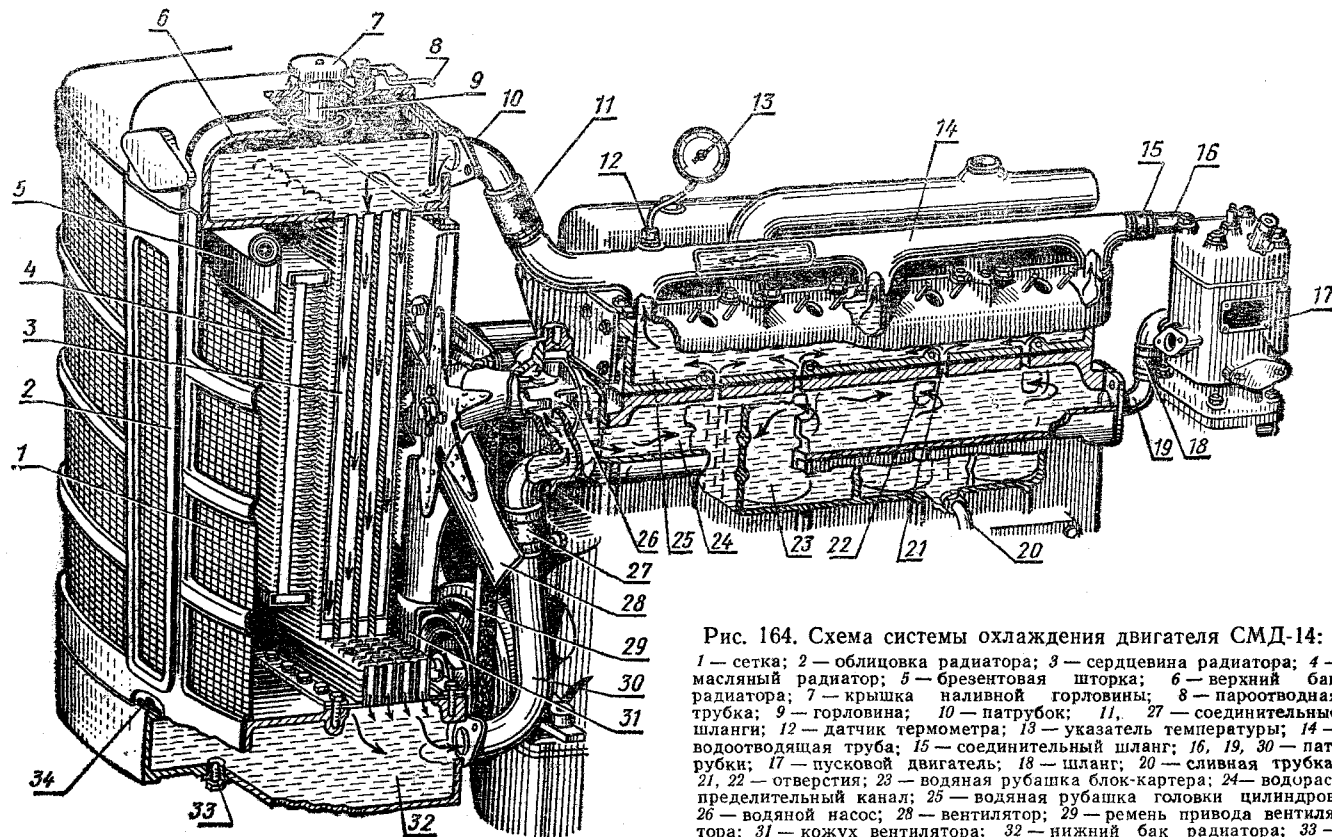


Рис. 164. Схема системы охлаждения двигателя СМД-14:

1 — сетка; 2 — облицовка радиатора; 3 — сердцевина радиатора; 4 — масляный радиатор; 5 — брезентовая шторка; 6 — верхний бак радиатора; 7 — крышка наливной горловины; 8 — паропроводная трубка; 9 — горловина; 10 — патрубок; 11, 27 — соединительные шланги; 12 — датчик термометра; 13 — указатель температуры; 14 — водоотводящая труба; 15 — соединительный шланг; 16, 19, 30 — патрубки; 17 — пусковой двигатель; 18 — шланг; 20 — сливная трубка; 21, 22 — отверстия; 23 — водяная рубашка блок-картера; 24 — водораспределительный канал; 25 — водяная рубашка головки цилиндров; 26 — водяной насос; 28 — вентилятор; 29 — ремень привода вентилятора; 31 — кожух вентилятора; 32 — нижний бак радиатора; 33 — пробка сливного отверстия; 34 — отверстие для рукоятки.

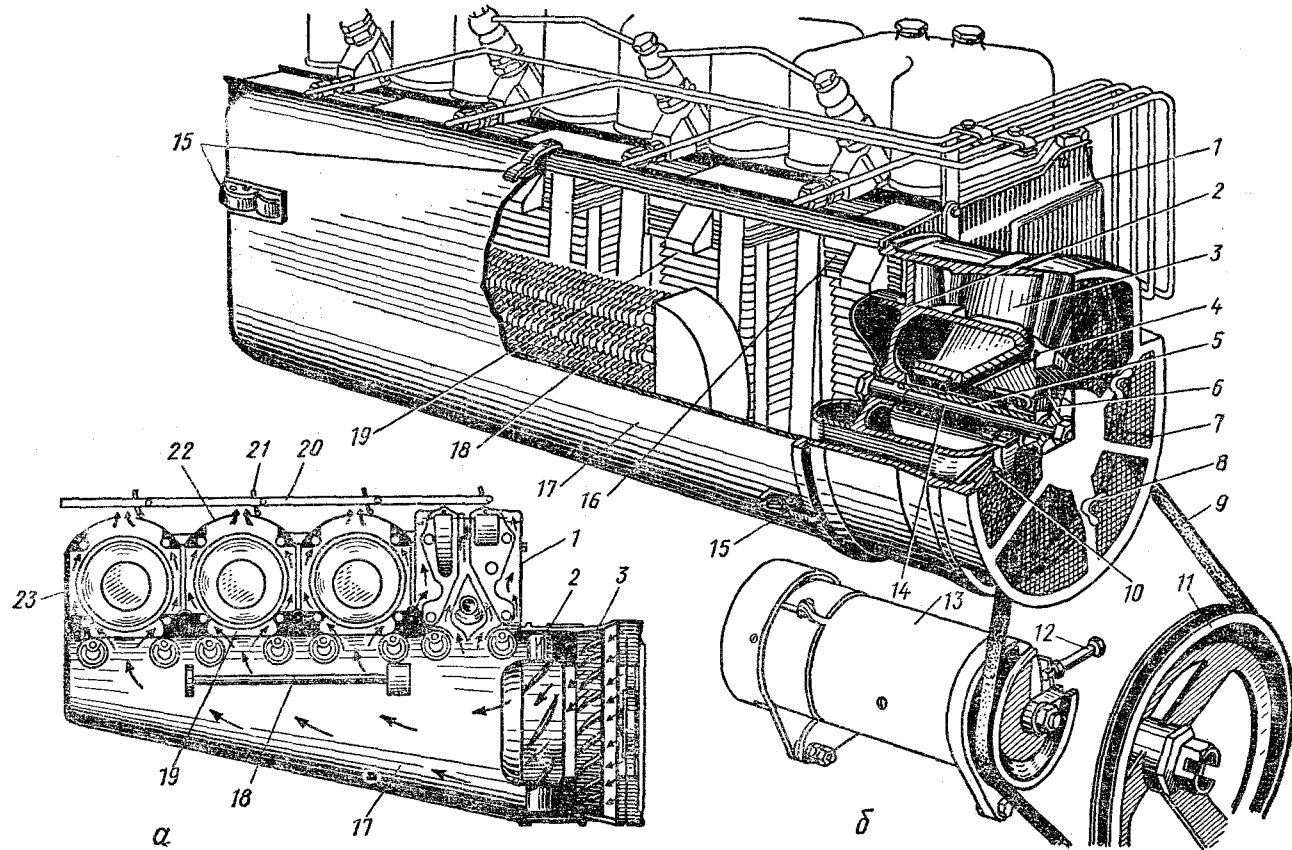


Рис. 165. Система воздушного охлаждения (двигатель Д-37М):

*a* — схема обдува цилиндров воздухом; *б* — узлы системы охлаждения: 1, 22 и 23 — дефлекторы; 2 — ротор вентилятора; 3 — вентилятор; 4 — пробка заливного отверстия; 5 — вал; 6 — шкив вентилятора; 7 — защитная сетка; 8 — гайка-барашек; 9 — ремень привода вентилятора и генератора; 10 — пробка контрольного отверстия; 11 — шкив коленчатого вала; 12 — регулировочный болт; 13 — генератор; 14 — стяжной болт; 15 — защелка; 16 — головка цилиндра; 17 — кожух; 18 — масляный радиатор; 19 — цилиндры; 20 — тяга; 21 — створка жалюзи.

У двигателей небольшой мощности, устанавливаемых на мотоциклах и мотороллерах, детали охлаждаются встречным потоком воздуха при движении. Для двигателей тракторов и автомобилей такое охлаждение недостаточно. Поэтому в этих двигателях применяется принудительный обдув деталей воздухом при помощи вентилятора 3 (рис. 165, а). От вентилятора воздушный поток поступает к охлаждаемым поверхностям по кожуху 17.

Равномерный обдув цилиндров и их головок со всех сторон обеспечивается кожухом 17 и системой дефлекторов (направляющих щитков) 1, 22 и 23 (рис. 165, б).

Для увеличения поверхности охлаждения цилиндры 19 и головки цилиндров 16 двигателя делают с ребрами.

Воздушная система охлаждения двигателя по сравнению с принудительной системой водяного охлаждения проще и удобнее в эксплуатации. Кроме того, вес и габариты двигателя с воздушным охлаждением меньше, чем двигателя с водяным охлаждением.

Недостатки воздушной системы охлаждения таковы: неравномерное охлаждение деталей двигателя, потеря значительной части мощности (до 10%) на привод вентилятора, сравнительно высокая температура воздуха, идущего от двигателя, затрудненный пуск при отрицательной температуре воздуха.

## § 2. УСТРОЙСТВО РАДИАТОРОВ И ТЕРМОСТАТОВ

**Радиатор** (рис. 166, а) состоит из верхнего 1 и нижнего 6 баков, сердцевин 3 и деталей крепления. Сердцевины радиатора могут быть трубчатые (рис. 166, б и в) или пластинчатые (рис. 166, г). На большинстве двигателей применяются трубчатые сердцевинки, которые состоят из нескольких рядов вертикальных овальных (плоских) 8 или круглых латунных трубок.

Вода, проходя по трубкам радиатора, отдает часть своего тепла через стенки трубок окружающему воздуху.

Для увеличения поверхности охлаждения трубок и повышения их жесткости на трубки надеты и припаяны к ним тонкие латунные пластины 9 (рис. 166, б) или гофрированные ленты 10 (рис. 166, в). Сердцевинки радиаторов двигателей ГАЗ-21А, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 имеют овальные трубки 8 с припаянными гофрированными лентами 10.

У сердцевин некоторых двигателей концы трубок немного выступают над крайними пластинами, так называемыми трубными досками, которые сделаны из более толстого, чем пластины 9, листового металла.

Верхние и нижние баки радиаторов изготавливаются из чугуна (двигатели СМД-14 и АМ-41) и латуни (двигатели ГАЗ-53, ЗИЛ-130, Д-50, АМ-01).

У большинства тракторных двигателей верхний и нижний баки крепятся болтами к трубным доскам. Между сердцевинкой и баками устанавливаются прокладки. Для придания радиатору необходимой прочности его верхний и нижний баки скрепляются чугунными (СМД-14), стальными (Д-50) или латунными (ГАЗ-52-01 и ГАЗ-53) боковинами (стойками).

У двигателя СМД-14 верхний бак 6 (см. рис. 164) радиатора имеет горловину 9, которая плотно закрывается крышкой 7. В нижний бак 32 радиатора ввернута пробка 33 для слива воды из системы. С задней стороны радиатора прикреплен направляющий кожух 31, который улучшает просасывание воздуха через сердцевину 3 радиатора. В верхней части радиатор крепится двумя тягами к двигателю, а в нижней болтами и шпильками к кронштейнам рамы. В нижнем баке радиатора сделано сквозное отверстие 34 для рукоятки.

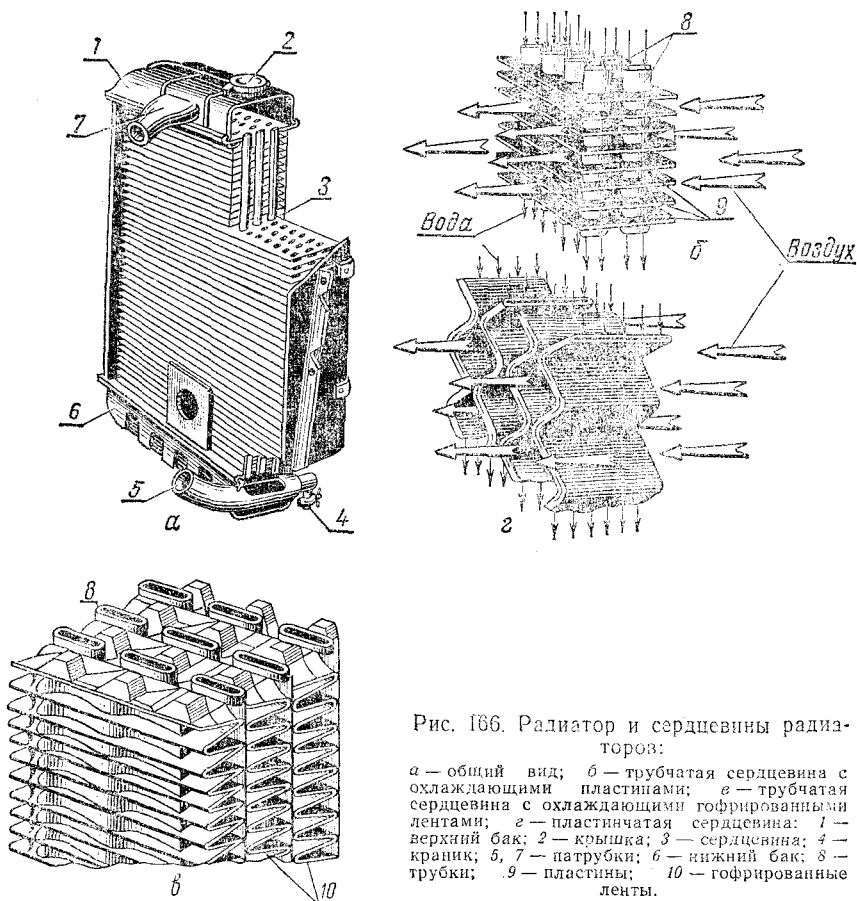


Рис. 166. Радиатор и сердцевина радиаторов:

а — общий вид; б — трубчатая сердцевина с охлаждающими пластинами; в — трубчатая сердцевина с охлаждающими гофрированными лентами; г — пластинчатая сердцевина; 1 — верхний бак; 2 — крышка; 3 — сердцевина; 4 — крапик; 5, 7 — патрубки; 6 — нижний бак; 8 — трубки; 9 — пластины; 10 — гофрированные ленты.

Радиаторы тракторных и комбайновых двигателей спереди закрывают облицовкой 2 с предохранительной сеткой 1.

У двигателей ЗИЛ-130 и некоторых других для смягчения колебаний, передаваемых от рамы к радиатору, в местах соединения радиатора с рамой устанавливаются резиновые прокладки.

Для регулирования интенсивности обдува водяного радиатора перед радиатором устанавливается шторка 5 (двигатели СМД-14, АМ-01, АМ-41, Д-108 и Д-130) или жалюзи (двигатели Д-50, ГАЗ-21А, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130).

Жалюзи радиатора двигателя ГАЗ-53 состоят из горизонтальных створок 9 (рис. 167, а, б), шарнирно закрепленных в каркасе 10 и на подвижной планке 11. Системой рычагов и тяг 13 подвижная планка 11 связана с рукояткой 14 управления жалюзи, размещенной в кабине. При помощи рукоятки 14 створки могут быть полностью открыты, закрыты или поставлены в промежуточное положение. В зависимости от степени открытия створок через радиатор проходит большее или меньшее количество воздуха. Устройство жалюзи у других двигателей мало отличается от рассмотренного выше.

При повышении давления внутри системы охлаждения или при образовании разрежения в ней систему охлаждения необходимо соединять с атмосферой. Эту функцию выполняют паровой и воздушный клапаны.

Принцип работы и устройство этих клапанов у всех двигателей одинаковы.

У двигателей СМД-14 и Д-108 паровой и воздушный клапаны размещены в отдельном корпусе, который крепится к верхнему баку радиа-

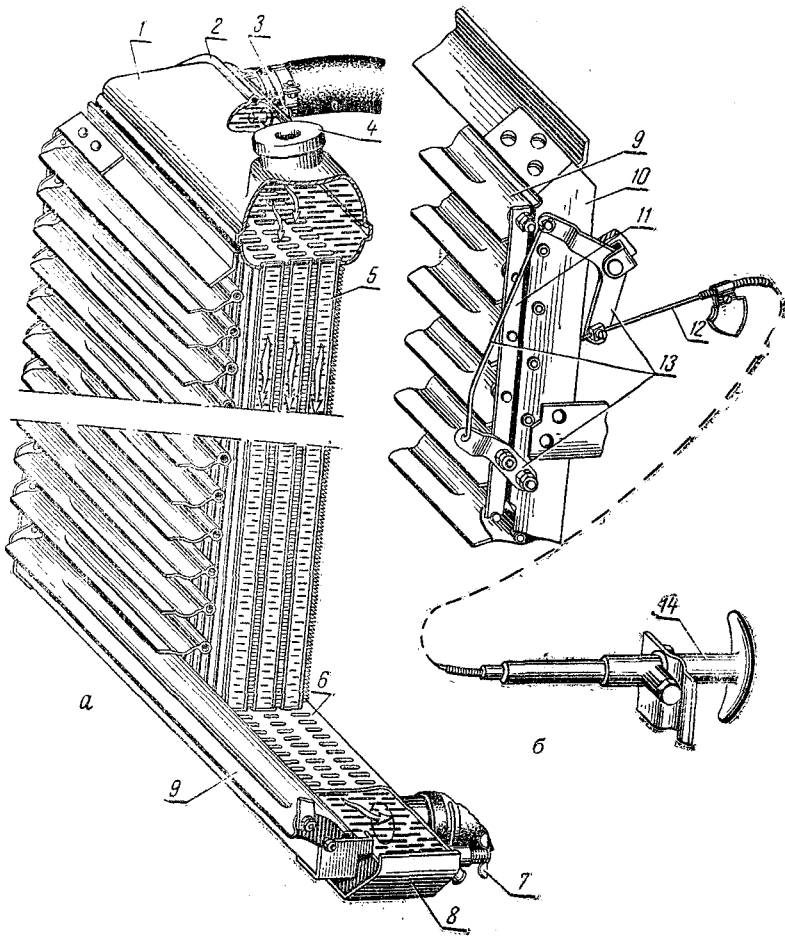


Рис. 167. Устройство и управление жалюзи радиатора двигателя ГАЗ-53:  
*a* — радиатор с жалюзи; *б* — жалюзи и их привод; 1 — верхний бак; 2 — пароводная трубка; 3 — датчик контрольной лампы; 4 — крышка наливной горловины; 5 — трубка; 6 — охлаждающая пластина; 7 — краник для слива воды; 8 — нижний бак; 9 — створка; 10 — каркас; 11 — подвижная планка; 12 — трос; 13 — система рычагов и тяг управления жалюзи; 14 — рукоятка.

тора. У других двигателей они установлены в корпусе 5 (рис. 168) крышки горловины радиатора.

У двигателя ГАЗ-53 паровой клапан 2 открывается при избыточном давлении в системе, равном  $0,45\text{--}0,55 \text{ кг/см}^2$ , и пар из системы охлаждения выходит по трубке 1 в атмосферу. При таком давлении температура незакипевшей воды в радиаторе может достигнуть  $109\text{--}111^\circ\text{C}$ , вследствие чего представляется возможность несколько повысить тепловой режим двигателя.

В системе охлаждения при остывании воды образуется разрежение. С целью предотвращения деформации трубок радиатора предусмотрен воздушный клапан 9, который открывается, когда разрежение в системе достигает  $0,01\text{--}0,10 \text{ кг/см}^2$ , и в систему охлаждения по трубке 1 поступает воздух.

Соединение патрубков радиатора с патрубками головки цилиндров и блок-картера обычно осуществляется гибкими шлангами 11 и 27 (см. рис. 164), которые зажимаются на патрубках специальными хомутами.

Термостат служит для ускорения прогрева воды при запуске двигателя и автоматического поддержания ее температуры в определенных

пределах. На большинстве автотракторных двигателей применяются жидкостные термостаты. У двигателей 412 и ЗИЛ-130 установлены термостаты с твердым наполнителем.

На дизелях Д-50, ГАЗ-21А, ГАЗ-52-01, ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238НБ используются жидкостные термостаты с двумя клапанами (рис. 169), а у двигателей ГАЗ-53 применен термостат с одним клапаном.

Рассмотрим работу двухклапанного жидкостного термостата.

Главная часть термостата — гофрированный баллон (сильфон) 1 изготовлен из тонкой листовой латуни и частично заполнен легко испаряющейся жидкостью.

Нижней тарелкой сильфон припаян к кронштейну 9, укрепленному в корпусе 3 термостата. К верхней тарелке сильфона припаян вспомогательный клапан 4 и шток 11 с основным клапаном 7.

Термостат устанавливают в патрубке, отводящем воду из головки цилиндров в радиатор, или в специальном корпусе (двигатель Д-50) так, чтобы сильфон был обращен в сторону водяной рубашки.

На конической боковой поверхности корпуса 3 термостата имеются два окна 5. В тарелке основного клапана 7 сделано небольшое отверстие 8 для выпуска воздуха при заполнении системы охлаждения водой.

При температуре воды ниже 68°С основной клапан 7 (рис. 170, а) плотно прижат к седлу и вода из головки цилиндров через окна 5 поступает по патрубку 2 в насос 8, а затем в водяную рубашку блок-картера.

*Это малый круг циркуляции воды.* Количество воды, циркулирующей в этот период работы двигателя, невелико, и, так как вода не проходит через радиатор 6, она быстро нагревается.

С повышением температуры воды жидкость в сильфоне начинает переходить в насыщенный пар и давление в сильфоне увеличивается. Вследствие этого при температуре воды от 68 до 72°С основной клапан 7 постепенно открывается, а вспомогательный клапан 4 прикрывает окна 5. При этом одна часть воды будет проходить по малому кругу, а другая — через радиатор по большому кругу циркуляции воды (водяная рубашка головки цилиндров — термостат — радиатор — насос —

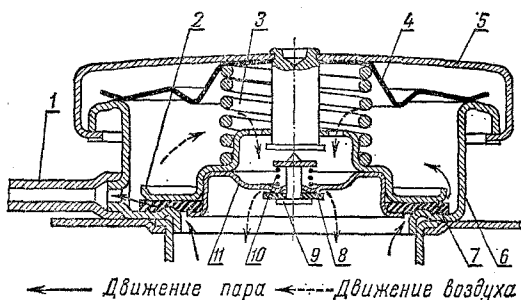


Рис. 168. Крышка горловины радиатора с паровым и воздушным клапанами (двигатель ГАЗ-53):

1 — пароводяная трубка; 2 — паровой клапан; 3 — пружина парового клапана; 4 — запорная пружина; 5 — корпус крышки; 6 — горловина радиатора; 7, 8 — резиновые прокладки; 9 — воздушный клапан; 10 — пружина воздушного клапана; 11 — седло воздушного клапана.

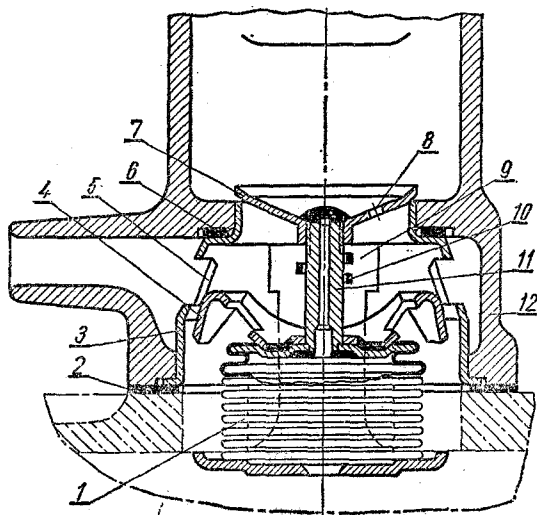


Рис. 169. Термостат с двумя клапанами:

1 — гофрированный баллон (сильфон); 2, 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.

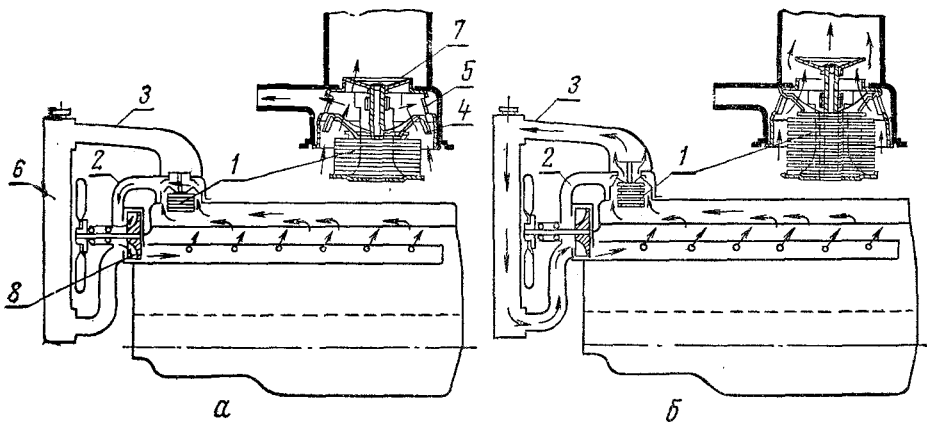


Рис. 170. Схемы циркуляции воды в системе охлаждения, в которую введен термостат с двумя клапанами:

*a* — малый круг циркуляции воды; *b* — большой круг циркуляции воды; 1 — сифон; 2 — патрубок, отводящий воду в насос; 3 — патрубок, отводящий воду в радиатор; 4 — вспомогательный клапан; 5 — окна; 6 — радиатор; 7 — основной клапан; 8 — водяной насос.

водяная рубашка блок-картера). Чем больше открывается основной клапан, тем больше воды циркулирует через радиатор.

Когда температура воды достигнет  $86^{\circ}\text{C}$ , основной клапан полностью откроется (рис. 170, *b*), а вспомогательный клапан полностью закроется, и вся вода будет циркулировать через радиатор.

Действие термостата с одним клапаном отличается от описанного выше тем, что его клапан регулирует то количество воды, которое поступает в радиатор, и не препятствует проходу воды по патрубку 2 в насос.

В термостате двигателя ЗИЛ-130 положение клапана 6 (рис. 171, *a*) в трубке 7 определяется термочувствительным элементом, состоящим из медного баллончика

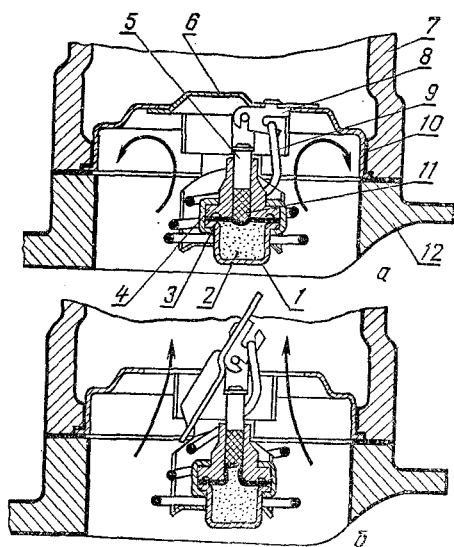


Рис. 171. Схема работы термостата с твердым наполнителем:

*a* — клапан закрыт; *b* — клапан открыт; 1 — баллончик; 2 — твердый наполнитель (церезин); 3 — диафрагма; 4 — корпус; 5 — шток; 6 — клапан; 7 — патрубок; 8 — рычаг; 9 — пружина; 10 — седло клапана; 11 — буфер; 12 — трубопровод.

1, закрытого резиновой диафрагмой 3. Баллончик 1 заполнен твердым наполнителем 2 — церезином (нефтяной воск). При нагревании баллончика церезин плавится и, увеличивая свой объем, перемещает диафрагму 3, резиновый буфер 11 и шток 5 вверх (рис. 171, *b*). Шток, преодолевая сопротивление пружины 9, открывает клапан 6. Начало открытия клапана происходит при температуре  $67-71^{\circ}\text{C}$ , а полное открытие при  $83^{\circ}\text{C}$ . С охлаждением баллончика церезин уменьшает свой объем и под давлением пружины 9 клапан 6 закрывается.

Главный недостаток жидкостных термостатов — большая чувствительность их к изменению давления в системе, что делает их работу нечеткой. Термостаты с твердым наполнителем лишены этого недостатка.

Температура воды в системе



охлаждения контролируется дистанционным указателем температуры (см. § 6 главы 16) или специальным электрическим указателем температуры (см. § 1 главы 25). В последние годы на тракторы ДТ-75 вместо дистанционного указателя температуры устанавливается электрический прибор УК-133 с полупроводниковым датчиком.

### § 3. УСТРОЙСТВО НАСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ

На автотракторных двигателях с принудительным водяным охлаждением устанавливаются насосы центробежного типа, имеющие относительно большую производительность при небольших габаритах. Центробежный насос состоит из корпуса 1 (рис. 172), крыльчатки 2, установленной на валике 3, и уплотнительного устройства. Валик 3 приводится во вращение от двигателя. Вода по патрубку 4 поступает внутрь корпуса 1, к центру крыльчатки 2. При вращении крыльчатки вода отбрасывается центробежной силой к стенкам корпуса, откуда вытесняется в водяную рубашку двигателя через отводящий патрубок 5, расположенный по касательной к корпусу.

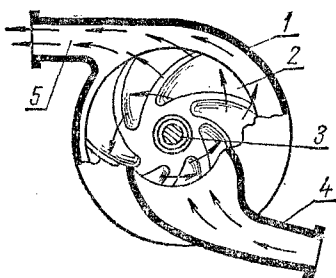


Рис. 172. Схема устройства и работы центробежного насоса:

1 — корпус; 2 — крыльчатка; 3 — валик; 4 — подводящий патрубок; 5 — отводящий патрубок.

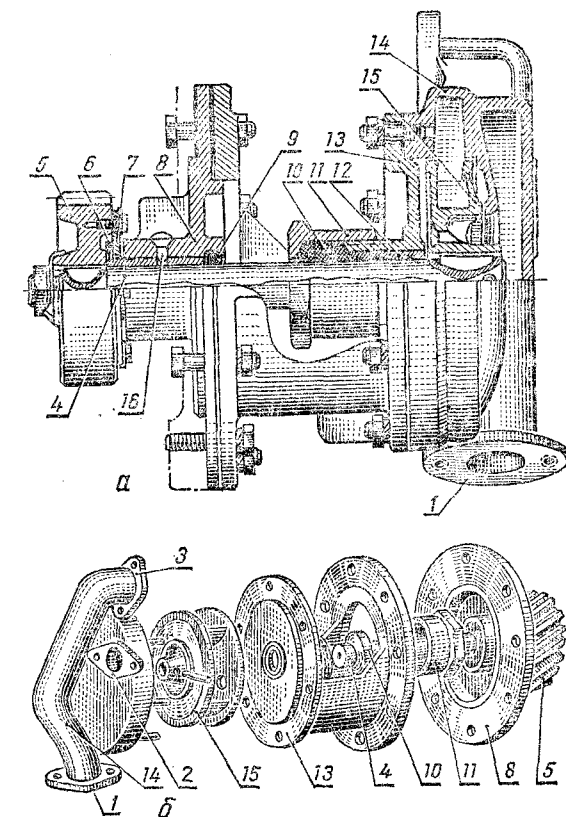


Рис. 173. Водяной насос двигателя Д-108:

а — насос в разрезе; б — детали насоса: 1, 2, 3 — фланцы корпуса насоса; 4 — валик; 5 — шестерня привода насоса; 6 — передняя втулка; 7 — упорный диск; 8 — фланец кронштейна; 9 — самоподжимной сальник; 10 — сальниковая набивка; 11 — гайка сальника; 12 — задняя втулка; 13 — кронштейн насоса; 14 — корпус насоса; 15 — крыльчатка; 16 — отверстие во фланце кронштейна.

У насоса двигателя Д-108 корпус 14 (рис. 173, а и б) крепится болтами к кронштейну 13, который вместе с фланцем 8 прикреплен к кожуху распределительных шестерен. В корпусе 14 вращается пятилопастная чугунная крыльчатка 15, укрепленная на валике 4. Крыльчатка имеет пять разгрузочных отверстий, уменьшающих давление воды в полости перед втулкой 12. К фланцу 1 корпуса насоса присоединяется труба, подводящая воду из радиатора, к фланцу 3 — перепускная труба, подводящая воду из корпуса термостатов, к фланцу 2 — труба, отводящая воду из насоса.

Валик 4 вращается на двух бронзовых втулках 6 и 12. Втулка 6 смазывается маслом, поступающим через отверстие 16 во фланец 8, а втулка 12 — графитовой набивкой, заложенной в канавки на внутренней поверхности втулки. Для предот-

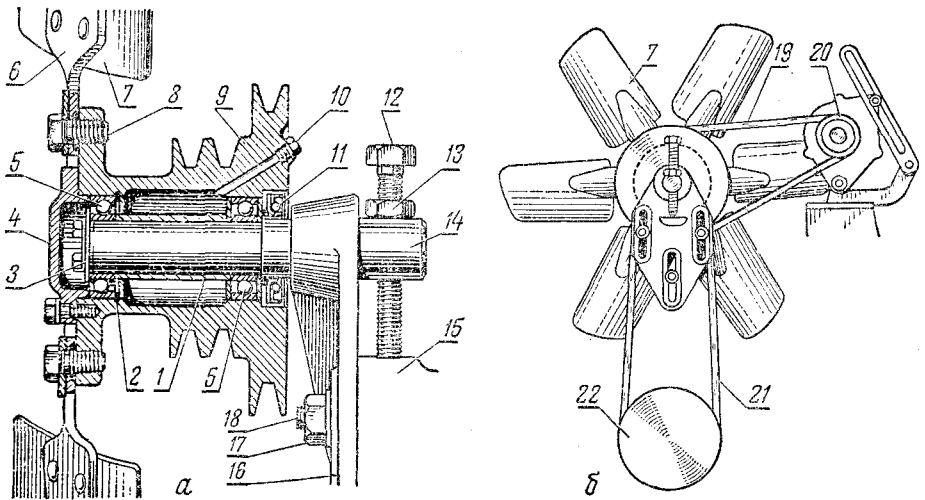


Рис. 174. Вентилятор двигателя Д-108:

*а* — конструкция; *б* — привод вентилятора и натяжное устройство: 1 — дистанционная втулка; 2 — пружинное кольцо; 3 — упорная шайба; 4 — крышка; 5 — шарикоподшипники; 6 — крестовина; 7 — лопасть; 8 — болт; 9 — шкив вентилятора; 10 — пробка; 11 — сальник; 12 — натяжной винт; 13 — контргайка; 14 — ось; 15 — кожух шестерен распределения; 16 — кронштейн; 17 — гайка; 18 — шпилька; 19 — ремень привода генератора; 20 — шкив генератора; 21 — ремень привода вентилятора; 22 — шкив коленчатого вала.

вращения вытекания масла в зазор между валиком и втулкой 6 во фланце установлен самоподжимной сальник 9.

На переднем конце валика укреплен приводная шестерня 5 насоса. Она приводится во вращение от большой промежуточной распределительной шестерни.

Чтобы не было подтекания воды, на конец кронштейна 13 навернута гайка 11 с набивкой 10. Набивка состоит из трех витков асбестового шнура, пропитанного смесью масла и графита. Подтягивая гайку сальника, можно плотно прижимать набивку к валику.

Производительность насоса при температуре выходящей воды 90°C и при 1050 об/мин коленчатого вала двигателя равна 12800 л/час.

**Вентилятор двигателя Д-108** (рис. 174, *а*) — осевой\*. Он состоит из кронштейна 16 с приваренной к нему осью 14 и шкива 9, который вместе с закрепленной на нем шестилопастной крыльчаткой вращается на двух шарикоподшипниках 5. Шкив 9 вентилятора приводится во вращение двумя клиновидными ремнями 21 (рис. 174, *б*) от шкива 22, установленного на коленчатом валу. Подшипники вентилятора смазываются через масленку, ввертываемую вместо пробки 10 (рис. 174, *а*). Полость шкива уплотняется самоподжимным сальником 11.

Кронштейн 16 прикреплен к кожуху 15 шестерен распределения шпильками 18 с гайками 17. Отверстия в кронштейне под шпильки выполнены в виде прорезей, что позволяет с помощью натяжного винта перемещать вентилятор вверх и вниз при регулировке натяжения его ремней.

У двигателей АМ-41, АМ-01, Д-50, СМД-14, ГАЗ-53, ЗИЛ-130 водяной насос и вентилятор объединены в один агрегат и имеют общий привод. Благодаря этому упрощается конструкция привода, снижается вес двигателя.

**Водяной насос и вентилятор дизеля Д-50.** Чугунный корпус 14 (рис. 175) насоса крепится к передней стенке блок-картера. В этом корпусе

\* Осевым он называется потому, что поток воздуха движется в направлении оси вентилятора.

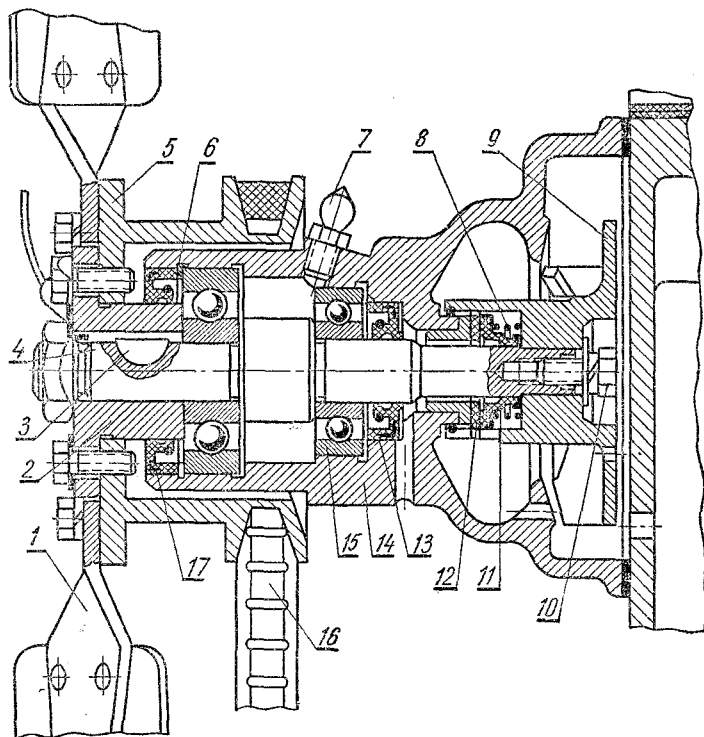


Рис. 175. Водяной насос и вентилятор дизеля Д-50:

1 — вентилятор; 2 — ступица шкива; 3 — сегментная шпонка; 4 — валик водяного насоса; 5 — шкив водяного насоса; 6 — стопорное кольцо; 7 — масленка; 8 — упорная пружина сальника; 9 — крыльчатка насоса; 10 — болт; 11 — сальник; 12 — шайба сальника; 13 — каркасный самоподжимной сальник; 14 — корпус насоса; 15 — шарикоподшипники; 16 — клиновидный ремень; 17 — самоподжимной сальник.

на двух шариковых подшипниках 15 вращается валик насоса 4. На переднем конце валика 4 на шпонке 3 насажена ступица 2, а на заднем конце на лыске — крыльчатка 9. Крыльчатка крепится болтом 10. Задний конец валика уплотнен сальником 11.

К ступице 2 болтами привернут шкив 5, а к шкиву — осевой вентилятор 1. Шкив вентилятора и, следовательно, валик 4 приводятся во вращение ремнем 16 от шкива коленчатого вала двигателя.

Подшипники 15 смазываются через масленку 7 солидолом. Сальники 13 и 17 не дают смазке просочиться наружу.

Устройство водяного насоса и вентилятора двигателей СМД-14, АМ-41 и АМ-01 незначительно отличается от устройства водяного насоса и вентилятора двигателя Д-50.

**Водяной насос и вентилятор двигателя ГАЗ-53.** Корпус 6 (рис. 176) водяного насоса крепится к крышке картера распределительных шестерен. Вал 9 насоса вращается на двух шарикоподшипниках 10, запрессованных в корпус. Подшипники 10 удерживаются от смещения распорной втулкой и стопорными кольцами. Смазка к подшипникам подается через масленку 7 до тех пор, пока не начнет выходить из корпуса 6 через контрольное отверстие А. Пластмассовая (волоконитовая) крыльчатка 8 имеет стальную ступицу. Крыльчатка напрессована на вал 9 и удерживается на нем болтом.

Для уплотнения между крыльчаткой и торцом корпуса установлен сальник, состоящий из текстолитовой шайбы 15, резиновой манжеты 14, обойм 12 и 13, пружины 11 и запорного кольца 16. Сальник вращается вместе с крыльчаткой 8, так как в прорези крыльчатки входят выступы

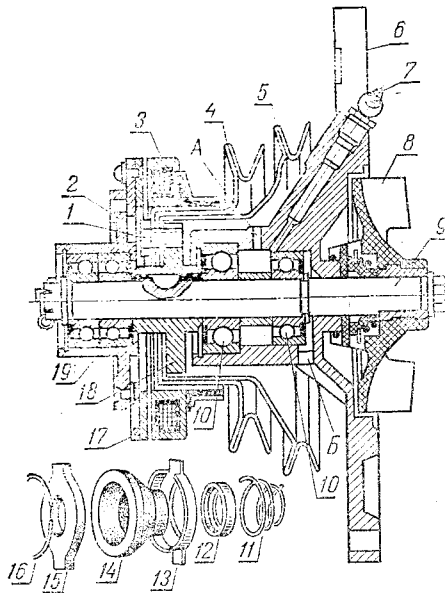


Рис. 176. Водяной насос двигателя ГАЗ-53:

1 — болт; 2 — ступица вентилятора; 3 — электромагнит; 4, 5 — шкивы; 6 — корпус насоса; 7 — масленка; 8 — крыльчатка; 9 — вал; 10, 19 — шарикоподшипники; 11 — пружина; 12, 13 — обоймы; 14 — манжета; 15 — текстолитовая шайба; 16 — запорное кольцо; 17 — якорь; 18 — ступица; А — контрольное отверстие; Б — отверстие для стока воды.

ту\*, которая автоматически включает и выключает вентилятор в зависимости от температуры жидкости в системе охлаждения. Электромагнит 3 муфты болтами 1 прикреплен к ступице 18. К ступице 2 вентилятора прикреплены пластинчатые пружины, соединяющие эту ступицу с якорем 17 муфты. Между электромагнитом 3 и якорем 17 муфты имеется небольшой зазор. В обмотку электромагнита 3 поступает ток через тепловое реле, установленное в радиаторе.

Если температура жидкости в верхнем бачке радиатора ниже 80° С, то контакты реле разомкнуты, тока в обмотке электромагнита 3 нет, ступица 2 не вращается. В этом случае вентилятор выключен. Когда температура в верхнем бачке достигнет 88° С, контакты реле замыкаются и ток поступает в обмотки электромагнита. Под действием возникшего при этом магнитного поля якорь 17 притягивается к электромагниту и передает вращение через ступицу 2 вентилятору.

Вентилятор имеет шесть лопастей, он изготовлен из листовой стали. Концы лопастей несколько отогнуты. Это улучшает распределение воздушного потока вдоль боковых поверхностей двигателя и повышает производительность вентилятора.

Для повышения эффективности охлаждения вентилятор установлен в направляющем кожухе, закрепленном на радиаторе.

Водяной насос и вентилятор двигателя ГАЗ-24 имеют такое же устройство.

У двигателя Д-37М, имеющего воздушную систему охлаждения, применяется осевой вентилятор (рис. 177), рабочее колесо (ротор) 1 и направляющий аппарат 2 которого отлиты из алюминиевого сплава.

\* Часть двигателей ГАЗ-53 выпущена без электромагнитной муфты привода вентилятора.

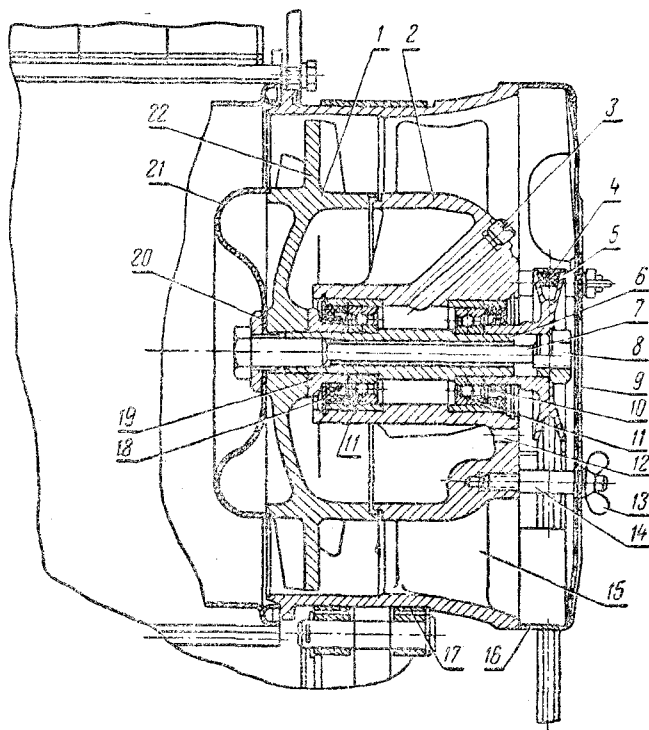


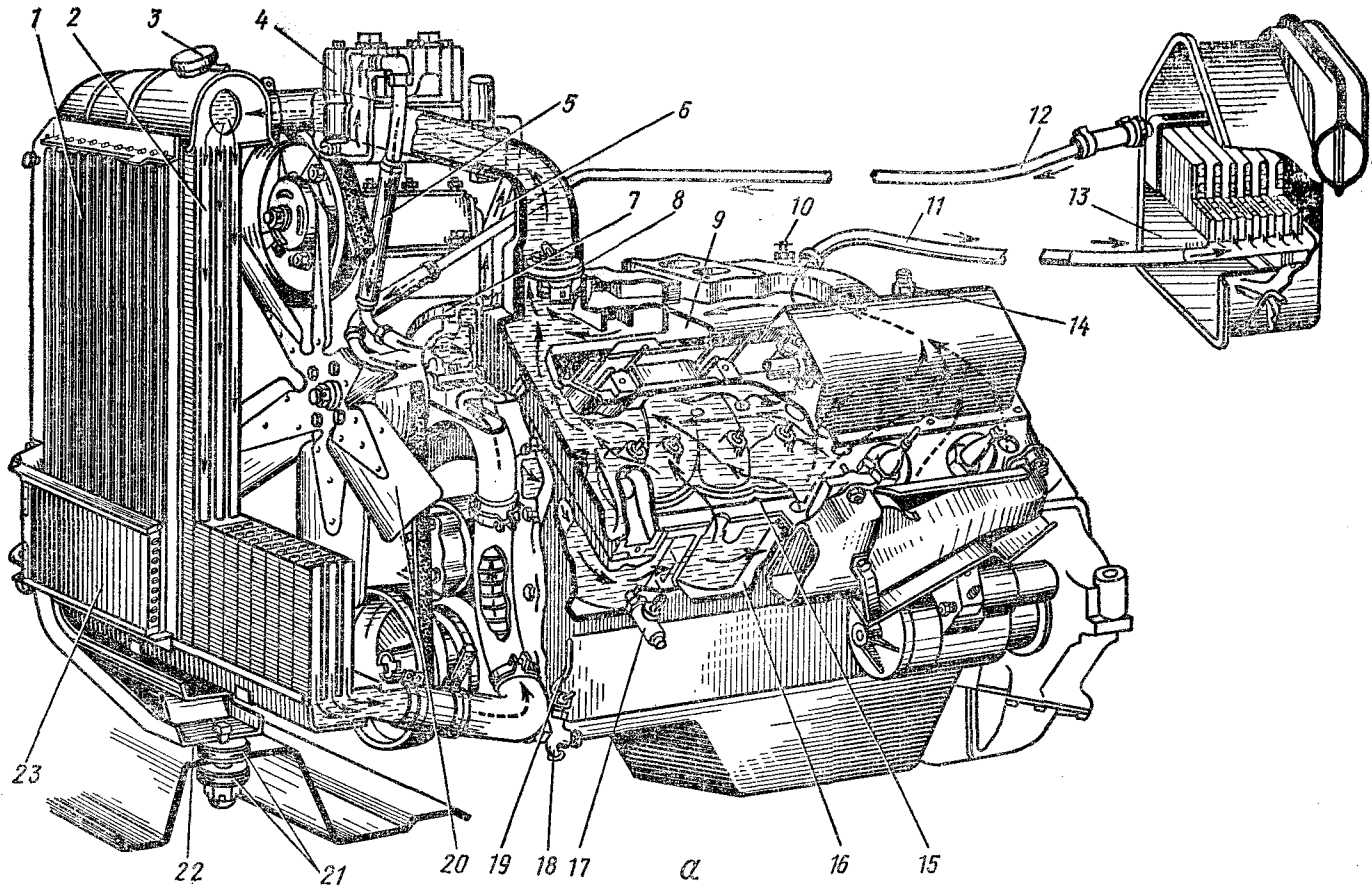
Рис. 177. Вентилятор двигателя Д-37М:

1 — ротор; 2 — направляющий аппарат; 3 — пробка; 4 — ремень; 5 — шкив; 6 — вал; 7 — стяжной болт; 8 — гайка; 9 — сетка; 10 — сальник; 11 — подшипник; 12 — отверстие; 13 — гайка барашек; 14 — шпилька; 15 — лопасть; 16 — каркас сетки; 17 — хомут; 18 — защитная шайба; 19 — передняя втулка; 20 — задняя втулка; 21 — обтекатель; 22 — лопасть ротора.

Ротор имеет восемь лопастей 22, а направляющий аппарат — девятнадцать лопастей 15 переменного сечения, равномерно расположенных по окружности. Ротор установлен на трубчатый вал 6 и закреплен на нем совместно со шкивом 5 стяжным болтом 7 и гайкой 8. Шкив 5 приводится во вращение клиновидным ремнем 4 от шкива коленчатого вала. Вал 6 вращается на подшипниках 11, установленных в ступице направляющего аппарата 2. Хомутом 17 направляющий аппарат прикреплен к крышке распределительных шестерен. Воздух засасывается через сетку 9, каркас 16 которой установлен на наружном бурте направляющего аппарата 2, и проходит между лопастями 15, расположенными под углом к ротору. Ротор вращается в направлении, противоположном направлению движения воздуха. Поэтому воздух движется в осевом направлении через обтекатель 21, в результате чего снижаются потери энергии на привод вентилятора и повышается давление нагнетаемого воздуха. Тепловое состояние двигателя регулируется дросселированием воздушного потока на входе в вентилятор. Для этого в зависимости от температуры окружающего воздуха на сетку 9 устанавливают или снимают с нее специальный диск.

Контроль за тепловым состоянием двигателя осуществляется сигнализатором, установленным на четвертой головке цилиндра. При температуре головки выше  $175^{\circ}\text{C}$  сигнализатор автоматически срабатывает (замыкает электрическую цепь) и на щитке приборов загорается контрольная красная лампочка.

Через отверстие, закрытое пробкой 3, заливают масло для смазки подшипников 11. Уровень масла должен быть не выше контрольного отверстия на передней стенке.



Чтобы во внутренней полости вентилятора не создавалось разрежение и поток воздуха не засасывал через подшипники и сальники масло, внутренняя полость отверстием 12 сообщается с атмосферой.

#### § 4. ЗАКРЫТАЯ СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ВОДЫ

Наиболее распространена закрытая система охлаждения с принудительной циркуляцией жидкости. Рассмотрим ее устройство и действие на примере двигателя ЗИЛ-130.

В систему охлаждения жидкость заливают через горловину радиатора 2 (рис. 178, а, б). Во время работы двигателя центробежный насос 7 засасывает жидкость из нижнего бачка радиатора и нагнетает ее в правую и левую водяные рубашки 16 блок-картера и далее через отверстия в блок-картере в водяные рубашки 15 обеих головок цилиндров, охлаждая стенки камер сгорания и приливы для седел клапанов. После этого нагретая жидкость поступает в рубашку 9 впускного трубопровода, подогревая горючую смесь. Если клапан термостата 8 открыт, то жидкость проходит по верхнему патрубку и шлангу в верхний бачок радиатора 2. В радиаторе жидкость охлаждается и процесс ее циркуляции вновь повторяется по замкнутому большому кругу.

Если температура жидкости в системе ниже  $67^{\circ}\text{C}$ , то клапан термостата 8 закрыт и жидкость следует по малому кругу циркуляции. Из рубашки 9 впускного трубопровода, минуя радиатор, жидкость по шлангу 6 поступает в блок цилиндров компрессора, а затем в головку цилиндров компрессора. Из последней по шлангу 5 жидкость идет в водяной насос

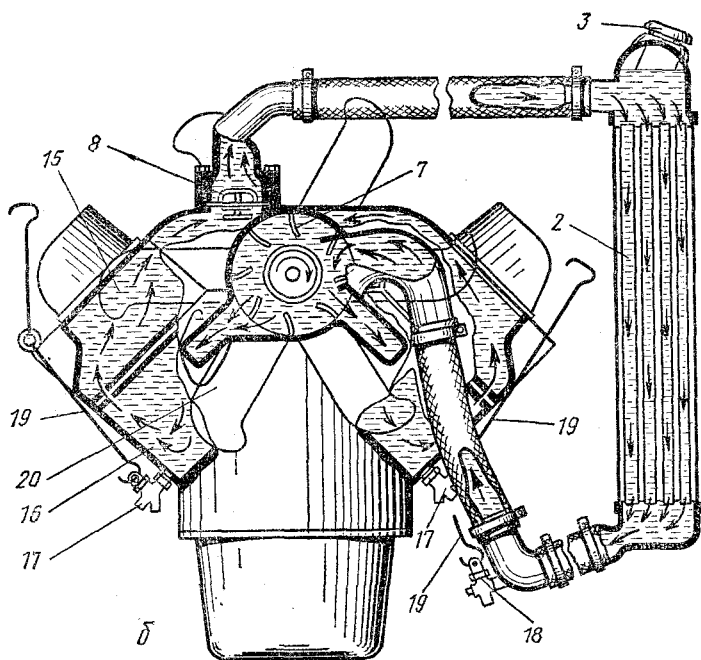


Рис. 178. Схема закрытой системы охлаждения (двигатель ЗИЛ-130):

а — схема закрытой системы охлаждения; б — схема циркуляции жидкости в системе охлаждения; 1 — жалюзи; 2 — радиатор; 3 — крышка наливной горловины; 4 — компрессор; 5 — шланг слива жидкости из головки компрессора; 6 — шланг подвода жидкости в блок цилиндров компрессора; 7 — водяной насос; 8 — термостат; 9 — рубашка подогрева впускного трубопровода; 10 — запорный кран системы отопления; 11 — трубка подачи жидкости в отопитель; 12 — трубка слива жидкости из отопителя; 13 — отопитель кабины; 14 — датчик указателя температуры жидкости; 15 — водяная рубашка головки цилиндров; 16 — водяная рубашка блок-картера; 17 — кран для слива жидкости из водяной рубашки блок-картера; 18 — кран для слива жидкости из радиатора; 19 — тяга; 20 — вентилятор; 21 — резиновые подушки; 22 — рамка подвески радиатора; 23 — масляный радиатор.

7, который нагнетает ее в водяные рубашки блок-картера и головок цилиндров двигателя.

Крышка 3 наливной горловины герметичная с паровым и воздушным клапанами.

Паровой клапан открывается при избыточном давлении  $1 \text{ кг/см}^2$ , что обеспечивает повышение температуры кипения охлаждающей жидкости до  $119^\circ \text{C}$ . При температуре жидкости  $115^\circ \text{C}$  на щитке приборов загорается сигнальная лампа, соединенная с электрическим импульсным датчиком, который помещен в верхнем бачке радиатора. Датчик 14 указателя температуры охлаждающей жидкости находится в головке цилиндров.

Температуру жидкости в системе охлаждения регулируют пластинчато-створчатými жалюзи, управляют которыми из кабины автомобиля.

Жидкость из системы сливают через два краника 17 блок-картера и краник 18 радиатора, которые открываются тягами 19.

Из системы охлаждения двигателя при необходимости можно снабжать горячей жидкостью по трубке 11 отопитель 13 кабины. Сливается жидкость по трубке 12 в корпус водяного насоса 7.

## § 5. УХОД ЗА СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ

К основным операциям ухода за системой охлаждения относятся следующие: 1) заполнение системы водой или охлаждающей жидкостью; 2) промывка системы охлаждения; 3) смазка подшипников водяного насоса и вентилятора; 4) подтяжка креплений и сальников; 5) регулировка натяжения ремней вентилятора.

Наполнять систему нужно обязательно чистой и мягкой водой. Жесткую воду, в которой растворено много минеральных солей, без предварительного умягчения применять нельзя, так как при работе двигателя соли осаждаются на стенках деталей, омываемых водой, и образуют слой твердой накипи. Накипь снижает теплопроводность стенок, ухудшает циркуляцию воды, так как в результате ее отложения уменьшаются сечения каналов в водяной рубашке и трубок радиатора. Все это ведет к перегреву двигателя, снижению мощности и повышенному износу деталей.

Простейший способ умягчения воды — ее кипячение с последующим отстаиванием. Поэтому воду, которую сливают из системы охлаждения, нужно накапливать для последующего ее использования после отстаивания и фильтрования.

Широко распространены химические способы умягчения воды тринатрийфосфатом, известью, кальцинированной содой.

Воду в систему охлаждения нужно заливать через воронку с частой сеткой или, еще лучше, на сетку укладывать чистый полотняный материал.

Нельзя заливать холодную воду в систему охлаждения неостывшего двигателя, так как это может вызвать трещины в стенках блок-картера и головки цилиндров. По той же причине нельзя заливать зимой в холодный двигатель слишком горячую воду.

После заправки двигателя водой горловину радиатора нужно плотно закрыть крышкой.

Уровень воды в радиаторе во время работы периодически проверяют. При этом, открывая крышку горловины радиатора, следует оберегать лицо и руки от ожогов горячей водой и парами, которые могут вырваться из горловины.

Периодически систему охлаждения двигателя промывают, чтобы удалить из нее иллообразный осадок (шлам) и накипь.

Для удаления шлама двигатель останавливают, воду сливают и направляют систему охлаждения шламоудаляющим раствором. Затем пускают двигатель и прогревают его без нагрузки до тех пор, пока темпе-



ратура раствора не достигнет 60° С. После этого останавливают двигатель и сливают раствор из системы охлаждения.

Накипь из системы охлаждения удаляют специальными растворами. Наиболее широкое распространение получил раствор, приготовленный из 1 кг кальцинированной соды, 0,5 кг керосина и 10 л воды. Полностью заправив таким раствором систему охлаждения, дают двигателю проработать 10 ч, после чего его останавливают, сливают раствор и промывают систему охлаждения чистой водой.

В зимнее время систему охлаждения рекомендуется заполнять антифризом. Промышленность выпускает водоэтиленгликолевые антифризы двух марок: 40 и 65 (ГОСТ 159—52). Антифриз марки 40 может применяться при температурах наружного воздуха, достигающих — 40° С. Антифризы нужно заливать в систему охлаждения на 5—7% (по объему) меньше, чем воды, так как они расширяются при нагревании.

В процессе эксплуатации следует периодически проверять ареометром удельный вес антифриза, потому что при работе двигателя из антифриза испаряется вода. Доливать в антифриз нужно чистую мягкую воду.

*Этиленгликолевые антифризы — сильный яд, поэтому персонал, работающий на машинах, у которых система охлаждения заправляется антифризом, должен быть инструктирован о его ядовитости и правилах пользования им.*

Необходимо следить за тем, чтобы в системе охлаждения не было течи. Просачивание воды через сальник водяного насоса обнаруживается по течи воды из контрольного отверстия в нижней части корпуса насоса. У тракторных двигателей сальник подтягивают, постепенно заворачивая его гайку. Сначала заворачивают ее на  $\frac{1}{6}$  оборота, то есть на одну грань; в этом положении сальник должен проработать не менее 10 мин. Если подтекание воды продолжается, подтяжку сальника повторяют в том же порядке, пока не будет устранено подтекание. Если подтяжка сальника не прекращает течь воды, следует сменить набивку.

У двигателей ГАЗ-52-01, ГАЗ-21А и ЗИЛ-130 в случае подтекания воды через сальник нужно заменить его изношенные детали.

Ежесменно необходимо проверять состояние и натяжение ремней вентилятора. Ремень должен быть целым, без расслоений и разрывов. При слабом натяжении ремня происходит его пробуксовка, что вызывает перегрев двигателя, уменьшение силы зарядного тока и износ ремня. Если ремень сильно натянута, увеличивается износ подшипников вентилятора и генератора и быстро изнашивается сам ремень.

Нормальным натяжением ремня вентилятора считают такое, при котором от нажатия на ремень в средней его части с силой 3—4 кг (для автомобильных двигателей) и 5—7 кг (для тракторных двигателей) образуется прогиб 15—20 мм. Замер величины прогиба и силы нажатия приводных ремней производится специальным приспособлением с пружинными весами. Регулировка производится на неработающем двигателе.

У двигателей СМД-14, ГАЗ-52-01, ЗИЛ-130, Д-37М и Д-50 натяжение ремней регулируют изменением положения (перемещением) генератора. У двигателей ГАЗ-53, АМ-41, АМ-01 и Д-130 натяжение ремня вентилятора регулируют натяжным роликом.

Замасленные приводные ремни нужно протереть тряпкой, слегка смоченной в бензине.

Смазка подшипников водяных насосов и вентиляторов проводится в соответствии с указаниями, данными в карте смазки заводами-изготовителями.

Электрическое оборудование тракторов и автомобилей представляет собой совокупность систем, предназначенных для зажигания рабочей смеси, пуска двигателя, освещения, звуковой и световой сигнализации, предпускового подогрева рабочей смеси или воздуха и контроля за работой различных приборов, устройств и механизмов двигателя. Кроме того, с каждым годом все шире применяется дополнительное и специальное электрическое оборудование, которое служит для облегчения труда водителя (тракториста), повышения безопасности движения, комфортабельности, улучшения технических показателей машины.

Электрическое оборудование тракторов и автомобилей объединяет в себе параллельно работающие системы, основными характеристиками которых являются род тока, напряжение и мощность. Внутри систем можно выделить два основных элемента: источники и потребители электрической энергии.

В качестве источников электрической энергии применяются *генераторы* и *аккумуляторные батареи*, которые обеспечивают нормальное функционирование всех потребителей во всем диапазоне режимов двигателя.

Наибольшее распространение получила система постоянного тока. Внедряется также система постоянно-переменного тока (например, К-700, Т28Х4, Т-25, ГАЗ-53А, Т-16М), где в качестве основного источника электроэнергии используется трехфазный синхронный генератор переменного тока с электромагнитным возбуждением. Для совместной работы с аккумуляторной батареей и потребителями электрической энергии такой генератор оборудуется, помимо реле-регулятора, еще и кремниевым или селеновым выпрямителем.

В электрооборудовании современных тракторов и автомобилей преимущественное распространение получила система с номинальным напряжением 12 в, но применяются также системы с номинальным напряжением 6 и 24 в. Последняя используется главным образом для электрического пуска, когда специальным переключателем соединяют две аккумуляторные батареи напряжением 12 в последовательно, а к ним подключают на время пуска стартер номинальным напряжением 24 в.

Мощность системы электрооборудования рассчитывается так, чтобы обеспечить питание всех потребителей электрической энергии и подзарядку аккумуляторной батареи. Произведение номинальных значений напряжения и тока нагрузки дает номинальную мощность генератора, величина которой лежит в пределах 60—1000 вт.

Системы электрооборудования большинства тракторов и автомобилей выполняются по однопроводной схеме, в которой общим проводом служат металлические части (масса) трактора или автомобиля. Применение однопроводной схемы упрощает и удешевляет систему электрооборудования, облегчает обнаружение неисправностей, но несколько снижает ее надежность в сравнении с двухпроводной схемой.

Согласно ГОСТу 3950—57, в системах электрооборудования отечественных тракторов и автомобилей принято обязательное соединение с массой отрицательного полюса источников электрической энергии.

## Глава 18

# ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

### § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Электрические генераторные установки служат для питания потребителей электрической энергии и зарядки аккумуляторных батарей при соответствующих данному типу генератора оборотах коленчатого вала двигателя.

Генераторная установка включает в себя собственно генератор, являющийся основным источником электрической энергии трактора и автомобиля, и в зависимости от ее электрической схемы вспомогательные устройства (реле-регуляторы, выпрямители).

**Генератор** — это электрическая машина, преобразующая механическую энергию первичного двигателя в электрическую.

По роду вырабатываемого тока генераторы делятся на *генераторы постоянного и переменного тока*.

На тракторах и автомобилях применяются в основном генераторы постоянного тока с параллельным возбуждением и трехфазные синхронные генераторы переменного тока с электромагнитным возбуждением. На тракторах, имеющих простейшую схему электрооборудования, где единственным потребителем электрической энергии являются лампы фар и фонарей освещения агрегируемых с трактором машин, используются двухфазные синхронные генераторы переменного тока с возбуждением от постоянных магнитов.

Тракторные и автомобильные генераторы выполняются на общей базе и имеют высокую степень унификации, однако некоторые их конструктивные элементы неодинаковы, что объясняется различиями в условиях эксплуатации.

Тракторные генераторы работают в более тяжелых условиях, чем автомобильные (значительная запыленность окружающей среды, сильные вибрации и т. п.). Поэтому сами генераторы изготовляют в закрытом исполнении, а их подшипники, элементы крепления и другие детали обладают высокой эксплуатационной надежностью.

Внутренняя полость корпуса тракторного генератора закрыта глухими крышками, отвод тепла в основном происходит через поверхности корпуса и крышек. Для лучшего охлаждения они иногда снабжаются вентиляторами внешнего обдува.

Автомобильные генераторы изготовляют в защищенном исполнении — вентилятор прогоняет воздух через внутреннее пространство корпуса и специальные окна в крышках (проточная вентиляция), интенсивно охлаждая наиболее ответственные узлы (обмотки, коллектор, подшипники, магнитная система).

Автотракторные генераторы характеризуются мощностью, начальным числом оборотов, при котором генератор развивает нормальное напряжение и максимальным числом оборотов, установленным из условий механической прочности деталей и нормальной коммутации. Мощность генератора должна быть достаточна для питания электрической энергией соответствующих потребителей трактора и автомобиля.

Автотракторные генераторы приводятся во вращение от двигателя ременной передачей, имеющей постоянное передаточное число, поэтому число оборотов генератора находится в прямой зависимости от скоростного режима двигателя. Несмотря на то что тракторные двигатели

имеют регуляторы числа оборотов (см. главу 13), обороты коленчатого вала у них могут изменяться от минимальных холостого хода до максимальных в отношении 1 : 3,5, а у автомобилей еще больше (у них обычно нет регуляторов) — до 1 : 8.

Для работы автотракторных генераторов характерны режимы переменных нагрузок.

В соответствии с отмеченными особенностями генераторные установки должны удовлетворять следующим основным требованиям:

создавать постоянное по величине напряжение независимо от изменений скорости вращения коленчатого вала и колебаний нагрузки;

обеспечивать согласованную работу с аккумуляторной батареей, давать ток большой величины при разряженном состоянии батареи и поддерживать полноту зарядки малым зарядным током при заряженном ее состоянии;

не допускать разрядки батареи в цепь генератора при малом числе оборотов якоря или при неподвижном его состоянии;

надежно защищать обмотку якоря от нагрева разрядным током или чрезмерным током нагрузки;

иметь наибольшую мощность при наименьших габаритах и весе, высокую надежность и простое обслуживание.

Для удовлетворения большинства приведенных требований автотракторные генераторы в той или иной степени нуждаются в специальных регулирующих устройствах — *реле-регуляторах*.

**Реле-регулятор** представляет собой автоматически действующий электромагнитный прибор, предназначенный для поддержания напряжения постоянной величины при изменениях токов нагрузки и оборотов якоря генератора, а также для выполнения защитных и предохранительных функций.

Реле-регуляторы делятся на две основные группы: *вибрационные* и *полупроводниковые*. Полупроводниковые реле-регуляторы, в свою очередь, подразделяются на *контактно-транзисторные* и *бесконтактно-транзисторные* реле-регуляторы.

Для зарядки аккумуляторной батареи необходим постоянный ток. Поэтому генераторы переменного тока, как правило, снабжаются выпрямительными устройствами, в качестве основного элемента которых используются обычно селеновые и кремниевые выпрямители (диоды), обладающие свойством пропускать ток только в одном направлении.

## § 2. ГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ ПОСТОЯННОГО ТОКА

В качестве примера рассмотрим генераторную установку постоянного тока автомобилей ГАЗ-53А, ГАЗ-66 и ЗИЛ-130, состоящую из генератора Г-130 и реле-регулятора РР-130.

**Генератор Г-130** (рис. 179) — двухполюсный, двухщеточный, защищенного типа с номинальными значениями мощности 350 *вт* и напряжения 12 *в*. Устанавливается генератор на кронштейне и приводится во вращение клиноременной передачей от шкива коленчатого вала.

В корпусе 5 генератора закреплены два полюсных башмака с катушками обмотки возбуждения 7, соединенными последовательно. Обмотка возбуждения подключена параллельно петлевой обмотке якоря 6: один конец ее соединен с массой (клемма М), другой — с клеммой Ш, изолированной от массы. В крышках 4 и 11 размещены шарикоподшипники 2 и 9, в которых установлен вал 15 с коллектором 3 и якорем 6. В сердечник якоря, имеющий 20 пазов, уложено 40 секций обмотки. Коллектор 3 выполняет функции токосборителя и выпрямителя. Он состоит из 40 пластин, изолированных от вала и определенным образом соединенных с обмоткой якоря 6. К пластинам коллектора 3 пружинами прижаты положительная и отрицательная щетки, помещенные в щеткодер-

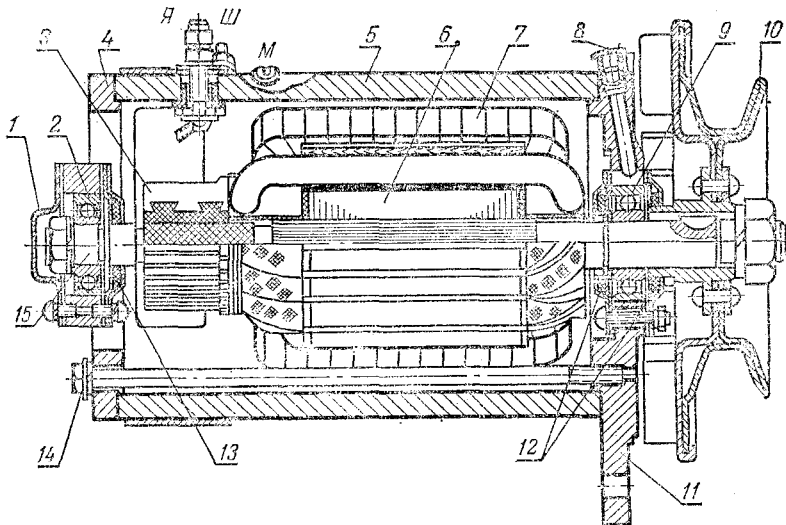


Рис. 179. Генератор Г-130:

1 — крышка подшипника; 2, 9 — шарикоподшипники; 3 — коллектор; 4, 11 — крышки; 5 — корпус; 6 — якорь; 7 — обмотка возбуждения; 8 — масленка; 10 — щетки с вентилятором; 12, 13 — уплотнения; 14 — стяжной болт; 15 — вал.

жатели. Щетки отводят постоянный ток. Щеткодержатель положительной щетки изолирован от массы генератора и проводом присоединен к зажиму Я. Отрицательная щетка через щеткодержатель и пластину соединена проводом с массой (клемма М) генератора.

Генератор работает следующим образом. В начале работы якорь вращается в магнитном поле, образованном за счет остаточного магнетизма сердечников (полюсов) и корпуса генератора. В витках обмотки якоря индуктируются э.д.с. Электрический ток, вырабатываемый генератором и выпрямляемый коллектором, при замкнутой цепи поступает в нагрузку и частично в обмотку возбуждения, увеличивая напряженность магнитного поля сердечников. В результате индуктируемая в обмотке якоря э.д.с. увеличивается, а значит, повышается напряжение на клеммах генератора.

Реле-регулятор РР-130 (рис. 180), так же как и большинство реле-регуляторов генераторных установок постоянного тока, относится к типу вибрационных, состоящих из трех автоматически действующих электромагнитных приборов: реле обратного тока РОТ, регулятора напряжения РН и ограничителя тока ОТ. Эти приборы собраны на общей панели и заключены в кожух. На панели имеются изолированные от массы клеммы Б (батарея), Я (якорь), Ш (шунт) и соединенная с массой клемма М.

Рассмотрим назначение и устройство каждого из приборов РОТ, РН и ОТ.

Реле обратного тока (РОТ) служит для автоматического соединения генератора с цепью нагрузки, когда напряжение на зажимах генератора больше напряжения аккумуляторной батареи, и отъединения генератора от цепи нагрузки, когда его напряжение становится меньше напряжения аккумуляторной батареи.

Основные детали РОТ: ярмо, сердечник, якорек, кронштейн подвески якорька с пружиной, термометаллическая пластина ТБП подвески якорька к кронштейну, гибкий провод, шунтирующий ТБП, два серебряных контакта, ограничитель подвески якорька, основная ОО и последовательная ПО обмотки.

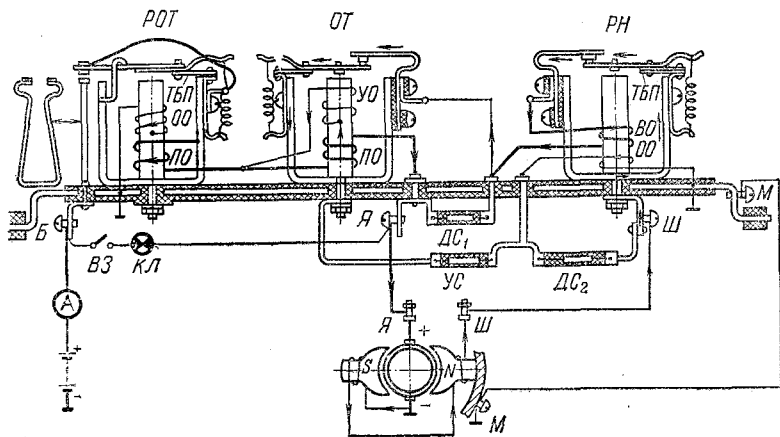


Рис. 180. Схема реле-регулятора РР-130:

*РОТ* — реле обратного тока; *ОТ* — ограничитель тока; *РН* — регулятор напряжения; *ТБП* — термобиметаллическая пластина; *ОО* — основная обмотка; *ПО* — последовательная обмотка; *УО* — ускоряющая обмотка; *ВО* — выравнивающая обмотка; *ВЗ* — выключатель зажигания; *КЛ* — контрольная лампа; *Б, Я, Ш, М* — клеммы; *ДС<sub>1</sub>, ДС<sub>2</sub>* — добавочные сопротивления; *УС* — ускоряющее сопротивление.

Обмотка *ОО* состоит из 1420 витков провода диаметром 0,17 мм и является основной, так как главным образом именно она намагничивает сердечник и обеспечивает замыкание контактов. Обмотка *ПО*, состоящая из 12 витков провода диаметром 1,68 мм, усиливает намагничивание сердечника при прохождении по ней тока от генератора к аккумуляторной батарее и потребителям, а при обратном направлении тока размагничивает сердечник, что приводит к резкому разъединению контактов и надежному отключению генератора.

Подвеска якорька на термобиметаллической пластине *ТБП* позволяет в определенной мере устранить влияние температуры на режим работы *РОТ*. Почти весь ток, отдаваемый генератором, проходит не по *ТБП*, а по шунтирующему *ТБП* медному проводнику, благодаря чему предупреждается дополнительный нагрев *ТБП*.

Один конец обмотки *ОО* присоединен к массе и постоянно связан с отрицательной щеткой генератора. Второй ее конец через сердечник, ярмо, последовательные *ПО* обмотки *РОТ* и *ОТ*, клемму *Я* соединен с положительной щеткой генератора. Следовательно, обмотка *ОО* присоединена параллельно к щеткам генератора и при его возбуждении находится под током, величина которого изменяется пропорционально напряжению генератора.

Ограничитель тока (*ОТ*) служит для предохранения генератора от перегрузки при включении большого числа потребителей, значительно разреженной аккумуляторной батарее и коротких замыканиях.

Основные детали *ОТ*: ярмо, сердечник, якорек, кронштейн подвески якорька с пружиной, вольфрамовый (нижний) и серебряный (верхний) контакты, пластина верхнего контакта, последовательная *ПО* и ускоряющая *УО* обмотки, добавочные сопротивления  $ДС_1 = 30 \text{ ом}$ ,  $ДС_2 = 80 \text{ ом}$  и ускоряющее сопротивление  $УС = 13 \text{ ом}$ .

Один конец обмотки *ПО*, состоящей из 15 витков провода диаметром 1,68 мм, присоединен к зажиму *Я* реле-регулятора, другой — к последовательной обмотке *РОТ*. По обмотке *ПО* проходит весь ток, отдаваемый генератором. Обмотка *УО*, состоящая из 14 витков провода диаметром 0,72 мм, включена последовательно в цепь обмотки возбуждения генератора: один ее конец, присоединен к сердечнику, а другой — к кон-

цам последовательных обмоток *РОТ* и *ОТ*. Магнитные потоки, создаваемые обмотками *ПО* и *УО*, направлены в одну и ту же сторону.

Регулятор напряжения *РН* служит для поддержания постоянной величины напряжения генератора при изменении скорости вращения якоря и нагрузки в цепи потребителя.

*РН* имеет следующие основные детали: ярмо, сердечник, кронштейн подвески якорька с пружиной, термобиметаллическую пластину *ТБП* температурной компенсации, основную *ОО*, выравнивающую *ВО* обмотки.

Обмотка *ОО*, состоящая из 1300 витков провода диаметром 0,29 мм, присоединена одним концом к массе через основание реле-регулятора, а следовательно, к отрицательной щетке генератора. Другой конец обмотки *ОО*, припаянный к кронштейну сопротивлений *УС* и *ДС<sub>2</sub>*, через ускоряющее сопротивление *УС*, сердечник *ОТ*, ускоряющую и последовательную обмотки *ОТ* и клеммы *Я* соединен с положительной щеткой генератора. Такое включение обмотки *ОО* носит название схемы ускоряющего сопротивления, оно повышает частоту вибрации контактов *РН* при их размыкании, благодаря чему обеспечиваются снижение колебаний напряжения и нормальная работа потребителей тока. Независимо от положения контактов *РН* обмотка *ОО* присоединяется параллельно щеткам генератора и при его возбуждении находится под током, пропорциональным напряжению генератора. Выравнивающая обмотка *ВО*, состоящая из 35 витков провода диаметром 0,72 мм, предназначена для предупреждения повышения напряжения при увеличении скорости вращения якоря генератора. Она включена последовательно с контактами *РН* и *ОТ* в цепь возбуждения генератора. Магнитные потоки, создаваемые обмотками *ОО* и *ВО*, направлены навстречу друг другу.

Рассмотрим взаимодействие генераторной установки, аккумуляторной батареи и потребителей электрической энергии при различных режимах работы двигателя и нагрузках внешней цепи.

*Двигатель не работает.* В этом случае э.д.с. генератора равна нулю, тока в обмотках реле-регулятора нет, поэтому под действием пружин контакты *РОТ* разомкнуты, а контакты *ОТ* и *РН* замкнуты. При разомкнутых контактах *РОТ* генератор отъединен от внешней цепи и питание всех потребителей осуществляется аккумуляторной батареей.

*Двигатель работает на малых оборотах.* В этом режиме возбуждение генератора незначительно и его напряжение меньше напряжения аккумуляторной батареи. Выработываемый генератором ток поступает в цепь возбуждения генератора и в обмотки реле-регулятора. Однако ток в обмотках реле-регулятора мал и электрическая цепь реле-регулятора остается прежней.

Путь тока в цепи обмотки возбуждения генератора (контакты *РН* и *ОТ* замкнуты) следующий: положительная щетка генератора — зажим *Я* генератора — зажим *Я* реле-регулятора — обмотка *ПО* — обмотка *УО* — сердечник — ярмо — якорек ограничителя тока *ОТ* — обмотка *ВО* — контакты — якорек — ярмо регулятора напряжения *РН* — зажим *Ш* реле-регулятора — зажим *Ш* генератора — обмотка возбуждения генератора — отрицательная щетка генератора.

Путь тока в цепи обмотки *ПО* реле обратного тока *РОТ* следующий: положительная щетка генератора — зажим *Я* реле-регулятора — обмотка *ПО* ограничителя тока *ОТ* — обмотка *ПО* — ярмо — сердечник — обмотка *ОО* реле обратного тока *РОТ* — масса — отрицательная щетка генератора.

*Двигатель работает на средних оборотах.* По мере возрастания числа оборотов якоря повышается напряжение на зажимах генератора, усиливается намагничивание сердечника *РОТ*. В момент, когда напряжение генератора превысит напряжение аккумуляторной батареи на 0,1—0,3 в, сердечник *РОТ*, преодолевая силу пружины, притянет к себе якорек и замкнет контакты.

Ток генератора потечет во внешнюю цепь и будет питать включенные потребители и заряжать аккумуляторную батарею.

Путь тока в цепи нагрузки будет таким: положительная щетка генератора — зажим *Я* генератора — зажим *Я* реле-регулятора — обмотка *ПО* ограничителя тока *ОТ* — обмотка *ПО* — ярмо и пластина *ТБП* — контакты реле обратного тока *РОТ* — зажим *Б* реле-регулятора — аккумуляторная батарея (и другие потребители, если они включены) — масса — отрицательная щетка генератора. После замыкания контактов *РОТ* намагничивание его сердечника будет еще большим, так как через его обмотку *ПО* пойдет ток нагрузки генератора.

*Двигатель работает на повышенных оборотах.* По мере возрастания скорости вращения якоря или уменьшения нагрузки во внешней цепи напряжение генератора и намагничивание сердечника регулятора *РН* увеличиваются. Когда напряжение генератора станет равным 13,5—15 в, якорек *РН* притянется к сердечнику и контакты *РН* разомкнутся. При разомкнутых контактах *РН* путь тока в цепи возбуждения генератора будет следующим: положительная щетка генератора — зажим *Я* генератора — зажим *Я* реле-регулятора — обмотка *ПО* — обмотка *УО* — сердечник ограничителя тока *ОТ* — ускоряющее сопротивление *УС* — добавочное сопротивление *ДС<sub>2</sub>* — зажим *Ш* реле-регулятора — зажим *Ш* генератора — обмотка возбуждения генератора — отрицательная щетка генератора. Включение в цепь возбуждения генератора сопротивлений *УС* и *ДС<sub>2</sub>* вызывает уменьшение тока возбуждения и, следовательно, напряжения генератора. Понижение напряжения генератора, в свою очередь, вызовет уменьшение тока в обмотке *ОО* регулятора напряжения *РН* и размагничивание его сердечника, в результате чего контакты *РН* под действием пружины замкнутся. Замыкание контактов *РН* вновь выводит из цепи возбуждения генератора сопротивления *УС* и *ДС<sub>2</sub>*: ток возбуждения (и напряжение генератора) увеличиваются, и при достижении установленной величины весь процесс регулирования повторяется. Длительность разомкнутого состояния контактов якорька будет тем больше, чем выше скорость вращения якоря и меньше нагрузка внешней цепи генератора. При этом напряжение генератора изменяется в таких небольших пределах, что его можно считать постоянным, обеспечивающим нормальную работу потребителей электрической энергии и зарядку аккумуляторной батареи.

*Режим предельных нагрузок генератора.* Наибольший ток генератор отдает при одновременном включении потребителей значительной суммарной мощности и зарядке сильно разряженной аккумуляторной батареи. Весь ток нагрузки, отдаваемый генератором, проходит через обмотку *ПО* ограничителя тока. Когда ток превысит определенную величину (28 а), сердечник оказывается намагниченным настолько, что притягивает якорек, размыкая контакты *ОТ*. При этом контакты *РН* будут замкнуты (регулятор напряжения бездействует) и в цепь обмотки генератора включаются две параллельные группы сопротивлений: *ДС<sub>2</sub>+УС* и *ДС<sub>1</sub>*.

В этом случае ток в цепи возбуждения генератора протекает по следующему пути: положительная щетка генератора — зажим *Я* генератора — зажим *Я* реле-регулятора и далее по двум параллельным ветвям (первая: обмотка *ПО* — обмотка *УО* — сердечник ограничителя тока *ОТ* — сопротивление *УС* — сопротивление *ДС<sub>2</sub>*; и вторая: сопротивление *ДС<sub>1</sub>* — обмотка *ВО* — контакты — якорек — ярмо регулятора напряжения *РН*), после чего токи обеих ветвей суммируются и поступают на зажим *Ш* реле-регулятора — зажим *Ш* генератора — обмотку возбуждения генератора — отрицательную щетку генератора.

В результате подключения дополнительных сопротивлений происходит снижение тока возбуждения и понижение напряжения генератора, а следовательно, ограничение его тока нагрузки. В свою очередь, это настолько уменьшает намагничивание сердечника *ОТ*, что под действием



пружины якорька его контакты снова замыкаются: ток возбуждения возрастает, напряжение генератора повышается, а вместе с этим увеличивается ток в обмотках *ПО* и *УО* ограничителя тока *ОТ*, и опять происходит размыкание его контактов. Описанный процесс повторяется с определенной частотой. В период замыкания контактов *ОТ* в цепь обмотки возбуждения включаются добавочные сопротивления, что уменьшает ток в обмотке *УО* и намагниченность сердечника *ОТ*. Это ускоряет размыкание контактов, повышает частоту их вибрации и сглаживает пульсацию тока.

*Двигатель снижает обороты или останавливается.* По мере снижения числа оборотов двигателя уменьшается напряжение генератора и в момент, когда оно становится ниже напряжения аккумуляторной батареи, ток меняет направление на обратное. Теперь он протекает от аккумуляторной батареи к генератору через обмотку *ПО* реле обратного тока *РОТ*, размагничивая его сердечник и вызывая тем самым размыкание контактов, которые отключают генератор от внешней цепи.

Во время работы реле-регулятора происходит нагревание обмотки *ПО* реле обратного тока *РОТ*, сопровождающееся увеличением ее сопротивления, уменьшением тока в ней, а следовательно, снижением магнитного потока сердечника. Это означает, что контакты *РОТ* будут замыкаться при большем напряжении генератора, то есть при увеличенной скорости вращения якоря, что сократит время зарядки аккумуляторной батареи.

Для ограничения влияния температуры на сопротивление обмотки *ПО* реле обратного тока *РОТ*, а следовательно, влияния температуры на момент замыкания его контактов часть обмотки *ПО* выполнена из константана, практически не изменяющего свое сопротивление при нагреве, а якорек подвешен на термобиметаллической пластине *ТБП*. При нагреве *ТБП* деформируется, якорек оттягивается в сторону сердечника, благодаря чему, несмотря на уменьшение магнитной силы сердечника из-за снижения тока в обмотке *ПО*, замыкание контактов *РОТ* будет происходить при установленном напряжении.

### § 3. ГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

В качестве примера рассмотрим генераторную установку переменного тока автомобилей ЗИЛ-130, ГАЗ-53А и других моделей, состоящую из генератора Г-250, встроенного в него выпрямителя и контактно-транзисторного реле-регулятора РР-362.

**Генератор Г-250** (рис. 181) представляет собой трехфазную синхронную электрическую машину защищенного исполнения. Он состоит из статора 4, ротора 5, контактных колец 12 и щеток 11. В пазах статора, который набран из листов электротехнической стали, изолированных между собой лаковым покрытием, уложена трехфазная обмотка переменного тока. Катушки обмотки статора объединены в три группы, образующие три фазы, которые соединены в звезду. Характеристики обмоток статора рассчитаны таким образом, чтобы ограничивать ток, отдаваемый генератором во внешнюю цепь; поэтому отпадает надобность в ограничителе тока *ОТ*.

Ротор 5, вал 13 которого установлен в шарикоподшипниках 1 и 7 крышек 3 и 6, имеет обмотку возбуждения и контактные кольца 12. С контактных колец 12 ток снимается щетками 11, установленными в щеткодержателе 10. На конце вала 13 закреплен приводной шкив 8, объединенный с крыльчаткой 9 для обдува и охлаждения генератора. Обмотка возбуждения подключена параллельно внешней цепи: один ее конец соединен через корпус генератора с массой и минусовой щеткой, а другой — с изолированным от корпуса зажимом Ш.

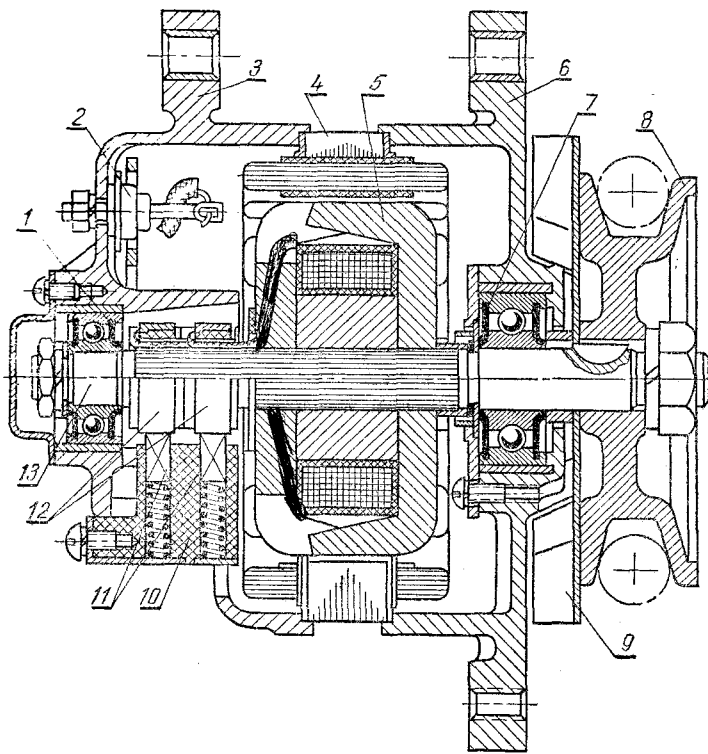


Рис. 181. Генератор переменного тока Г-250:

1, 7 — шарикоподшипники; 2 — диод; 3, 6 — крышки; 4 — статор с обмоткой; 5 — ротор с обмоткой; 8 — шкив; 9 — крыльчатка; 10 — щеткодержатель; 11 — щетки; 12 — контактные кольца; 13 — вал ротора.

**Выпрямитель.** В генератор встроены полупроводниковый выпрямитель, состоящий из шести кремниевых диодов, которые соединены в мостовую схему. Три диода прямой полярности установлены на специальной панели, имеющей хорошее охлаждение, а три диода 2 обратной полярности прикреплены к крышке 3 генератора. Каждая фаза обмотки статора соединена с парой диодов, из которых один имеет прямую, а второй — обратную полярность.

Полупроводниковые диоды (в нашем случае — кремниевые) обладают односторонней проводимостью. Собранные в мостовую схему, они преобразуют переменный ток генератора в постоянный. Кроме того, применение выпрямителя позволяет отказаться от *POT*, так как диоды не пропускают обратного тока, тем самым выполняя основную функцию *POT*.

**Контактно-транзисторный реле-регулятор типа РР-362** (рис. 182) имеет следующее устройство. На панели, изолированной от массы, размещены регулятор напряжения *РН* и реле защиты *РЗ*, предназначенное для защиты транзистора от пробоя при случайном замыкании электрической цепи обмотки возбуждения генератора на массу. Контакты реле *РН* и *РЗ* — серебряные, нормально открытые. Подвеска якорька *РН* представляет собой термометаллическую пластину, разгруженную от тока медным проводником.

Обмотка регулятора напряжения *РН* включена, так же как у реле-регуляторов постоянного тока, по схеме ускоряющего сопротивления. В цепь обмотки *РН* введено сопротивление температурной компенсации  $R_{т.к.}$ . Последовательная обмотка *ПО* реле защиты *РЗ* включена последовательно в цепь обмотки возбуждения генератора. Нормальная работа

реле-регулятора обеспечивается вспомогательными обмотками: встречной  $BO$  и удерживающей  $УО$ .

Реле-регулятор РР-362, как и реле-регуляторы постоянного тока, изменяет ток в цепи возбуждения генератора, регулируя тем самым его напряжение.

Работа реле-регулятора РР-362 происходит следующим образом. В момент включения зажигания, когда двигатель еще не работает, а контакты реле  $PH$  и  $PЗ$  разомкнуты, образуется цепь базы транзистора: положительный зажим батареи — амперметр  $A$  — выключатель зажигания  $BK$  — зажим  $BЗ$  реле-регулятора — диод обратной связи  $Д_{о.с.}$  — электроды базы  $B$  и эмиттера  $Э$  — сопротивление базы  $R_б$  транзистора — масса — выключатель батареи  $BB$  — отрицательный зажим батареи.

Ток в цепи базы транзистора ограничивается в основном сопротивлением  $R_б$ . В результате прохождения тока базы через переход (запираю-

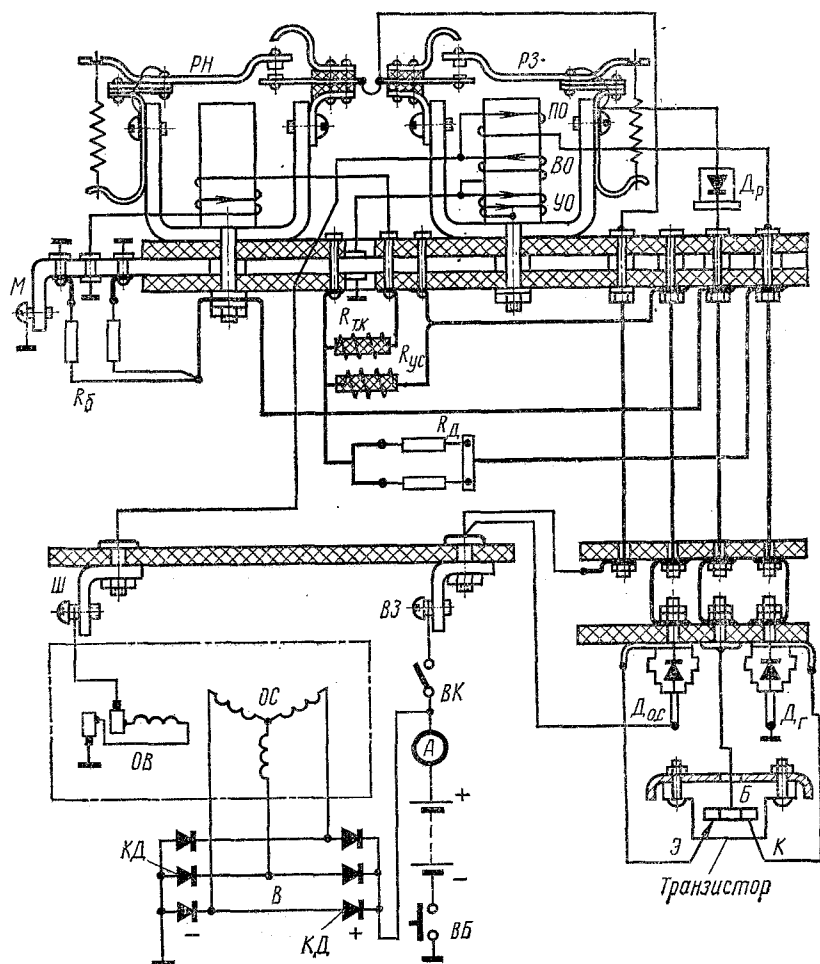


Рис. 182. Схема контактно-транзисторного реле-регулятора РР-362:

$PH$  — регулятор напряжения;  $PЗ$  — реле защиты;  $ПО$  — последовательная обмотка;  $BO$  — встречная обмотка;  $УО$  — удерживающая обмотка;  $Д_p$  — разделительный диод;  $R_{тк}$  — сопротивление температурной компенсации;  $R_{ус}$  — ускоряющее сопротивление;  $R_б$  — сопротивление базы транзистора;  $R_д$  — добавочное сопротивление;  $Д_{о.с.}$  — диод обратной связи;  $Д_г$  — диод гасящего контура;  $B$  — база;  $K$  — коллектор;  $Э$  — эмиттер;  $BЗ$  — зажим реле-регулятора;  $A$  — амперметр;  $BB$  — выключатель батареи;  $KД$  — кремниевый диод;  $B$  — силовой выпрямитель;  $OC$  — обмотка статора генератора;  $OB$  — обмотка возбуждения генератора;  $Ш$  — зажим реле-регулятора;  $BK$  — выключатель зажигания.

щий слой) между базой  $B$  и эмиттером  $\mathcal{E}$  транзистора происходит резкое снижение сопротивления перехода эмиттер—коллектор ( $\mathcal{E}$ — $K$ ) транзистора (транзистор открывается) и тем самым включается цепь тока возбуждения генератора: положительный зажим батареи — амперметр  $A$  — выключатель зажигания  $BK$  — зажим  $B3$  регулятора — диод обратной связи  $D_{o.c}$  — эмиттер  $\mathcal{E}$  — коллектор  $K$  транзистора — последовательная обмотка  $ПО$  реле защиты — зажим  $Ш$  регулятора — обмотка возбуждения  $ОВ$  генератора — масса — выключатель батареи  $ВВ$  — отрицательный зажим батареи.

Так как сопротивления диода обратной связи  $D_{o.c}$  перехода коллектор — эмиттер транзистора и последовательной обмотки  $P3$  незначительны, они практически не оказывают влияния на ток возбуждения генератора. Ток возбуждения генератора ограничивается омическим сопротивлением всей цепи и не превышает 3,2—3,6  $a$ . Когда течет ток возбуждения, цепь тока остается включенной, благодаря чему транзистор остается открытым.

Протекание тока в цепи возбуждения вызывает сильное намагничивание ротора генератора, в результате чего напряжение генератора повышается до рабочего даже в том случае, если двигатель работает в режиме малых оборотов холостого хода. При этом генератор развивает до 30—50% номинальной мощности, поэтому аккумуляторная батарея не разряжается. Это качество является весьма существенным преимуществом генераторов переменного тока, особенно для автомобильных двигателей, работающих значительное время с неполными нагрузками и в режимах холостого хода при малых числах оборотов.

В период работы генератора его обмотка возбуждения питается током от кремниевых диодов  $KД$  выпрямителя  $B$ . При этом ток будет также проходить по обмотке  $PH$  и обмотке  $ВО$  реле защиты  $P3$ .

Путь тока в цепи обмотки  $PH$  будет таким: положительный зажим выпрямителя  $B$  — выключатель зажигания  $BK$  — зажим  $B3$  — диод обратной связи  $D_{o.c}$  — сопротивление  $R_{yc}$  — сопротивление  $R_{т.к}$  — обмотка  $PH$  — масса — отрицательный зажим выпрямителя  $B$ . Когда напряжение генератора ниже номинального, контакты  $PH$  остаются разомкнутыми.

Как только напряжение генератора станет равным 13,5—15  $v$ , якореk притянется к сердечнику и контакты  $PH$  замкнутся, соединив эмиттер и базу транзистора с положительными зажимами выпрямителя  $B$  и аккумуляторной батареи, что вызывает быстрое запираение транзистора. Далее в цепь обмотки возбуждения генератора включается добавочное  $R_d$  и ускоряющее  $R_{yc}$  сопротивления, в результате чего напряжение генератора понижается до номинального. Цепь тока возбуждения генератора при закрытом транзисторе: положительный зажим выпрямителя  $B$  — выключатель зажигания  $BK$  — зажим  $B3$  — диод обратной связи  $D_{o.c}$  — ускоряющее сопротивление  $R_{yc}$  — добавочное сопротивление  $R_d$  — последовательная обмотка  $P3$  — зажим  $Ш$  реле-регулятора — обмотка  $ОВ$  генератора — масса — отрицательный зажим выпрямителя  $B$ .

В дальнейшем снижение напряжения генератора вызовет размыкание контактов  $PH$  и отпирание транзистора; таким образом, процесс будет повторен.

Повышение частоты вибрации контактов  $PH$ , включенного по схеме ускоряющего сопротивления, происходит следующим образом. При замкнутых контактах  $PH$  увеличивается ток в ускоряющем сопротивлении  $R_{yc}$ , так как через него проходит ток возбуждения генератора и ток обмотки  $PH$ . Это вызывает падение напряжения на зажимах  $R_{yc}$ , резкое уменьшение тока в обмотке  $PH$  и магнитного потока его сердечника, в результате чего пружина якорька быстро размыкает контакты. После размыкания контактов  $PH$  транзистор открывается, что увеличивает ток

в цепи возбуждения генератора, из которой в этом случае выведены добавочные сопротивления.

При увеличении скорости вращения ротора напряжение генератора после замыкания контактов *РН* и ток в обмотке *РН* уменьшаются медленно, поэтому размагничивание сердечника *РН* будет плавным, а значит, сердечник будет большее время удерживать якорек притянутым, а контакты — замкнутыми.

Следовательно, при возрастании скорости вращения ротора генератора увеличивается время замкнутого состояния контактов *РН* за один период их работы и в цепь обмотки возбуждения на более длительное время включаются добавочные сопротивления.

Так как ток возбуждения и магнитный поток генератора при этом будут уменьшаться, то в результате напряжение на зажимах генератора будет сохраняться в требуемых пределах.

Таким образом, можно сделать вывод, что на всех режимах работы генератора ток возбуждения не проходит через контакты *РН*, как это имеет место при работе реле-регуляторов постоянного тока. Эта особенность генераторной установки переменного тока позволяет резко уменьшить окисление и разрушение контактов *РН* и значительно повысить надежность работы всей установки в сравнении с генераторной установкой постоянного тока.

При размыкании контактов *РН* в обмотке возбуждения индуцируется э.д.с. самоиндукции, вызывающая возникновение тока самоиндукции, совпадающего по направлению с основным током. Для защиты транзистора от пробоя в схему реле-регулятора включен диод *Д<sub>г</sub>*, образующий с обмоткой *ПО* (реле защиты *РЗ*) контур гашения тока самоиндукции. Цепь тока самоиндукции: обмотка *ОВ* возбуждения генератора — последовательная обмотка *РЗ* — диод *Д<sub>г</sub>* — масса — обмотка возбуждения *ОВ*.

Защита транзистора от большого тока при случайном замыкании цепи обмотки возбуждения на массу осуществляется реле защиты *РЗ* следующим образом. При замыкании зажима *Ш* генератора или реле-регулятора на массу увеличиваются ток в обмотке *ПО* реле защиты *РЗ* и магнитный поток его сердечника. Одновременно будет замкнута обмотка *ВО* реле защиты. Вследствие этого магнитный поток сердечника резко возрастет, контакты *РЗ* замкнутся, соединив эмиттер и базу транзистора с положительными зажимами выпрямителя *В* и батареи через диод *Д<sub>р</sub>*, ярмо, якорек, контакты реле защиты *РЗ*, соединительные проводники и зажим *ВЗ*. Это вызовет резкое повышение сопротивления между эмиттером и коллектором транзистора, в результате чего произойдет его запирание. Транзистор остается закрытым, пока не устранено замыкание и не включены батарея и зажигание.

**Генераторные установки** переменного тока, подобные описанной, применяются на тракторах К-700, Т-25, на самоходном шасси Т-16М и некоторых других.

#### § 4. УХОД ЗА ГЕНЕРАТОРНЫМИ УСТАНОВКАМИ

Все элементы генераторной установки нужно содержать в чистоте. Периодически следует протирать генератор от пыли, проверять надежность крепления, затяжку шкива, натяжение ремня и затяжку контактных соединений проводов с выводами генератора. Смазка подшипников генератора должна быть своевременной, но умеренной. Излишнее количество масла может привести к попаданию его на коллектор, что будет способствовать подгоранию коллектора и нарушению изоляции.

Периодически проверяют состояние щеток и коллектора. Щетки должны быть подвижно, без заеданий закреплены в щеткодержателях. Пружины щеткодержателей должны создавать необходимое давление

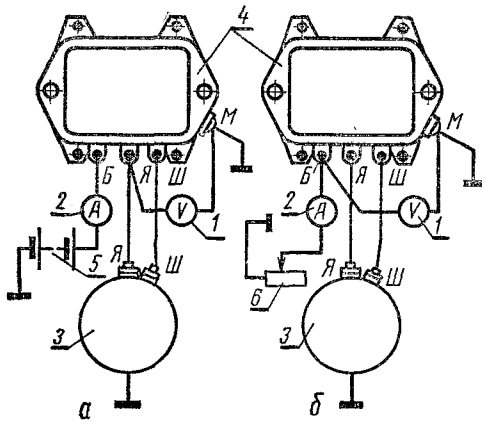


Рис. 183. Схема проверки реле-регулятора: а — схема проверки реле обратного тока; б — схема проверки регулятора напряжения и ограничителя тока; 1 — вольтметр; 2 — амперметр; 3 — генератор; 4 — реле-регулятор; 5 — аккумуляторная батарея; 6 — реостат.

При осмотре коллектора обращают внимание на его цвет. Нормальная рабочая поверхность коллектора должна быть слегка темного цвета, без следов подгорания. Грязь и пыль, обнаруженные на коллекторе, удаляют, протирая его поверхность чистой тряпкой, слегка смоченной в бензине. Небольшое подгорание коллектора устраняется шлифовкой мелкой стеклянной бумагой или полотном № 00.

Уход за реле-регулятором заключается в проверке крепления реле-регулятора и затяжке его клемм. Он также требует периодической проверки и регулировки. Проверка и регулировка могут проводиться как непосредственно на тракторе или автомобиле, так и на специальном стенде. Для проверки реле-регулятора необходимы вольтметр постоянного тока со шкалой до 30 в (класс точности не ниже 0,5), амперметр постоянного тока со шкалой до 30 а (класс точности не ниже 1,0), амперметр постоянного тока со шкалой 30—0—30 а (класс точности не ниже 1,5) и тахометр со шкалой не менее 5000 об/мин или вместо него счетчик оборотов.

Реле обратного тока *РОТ* проверяется в такой последовательности (рис. 183, а). Отъединяют провод, ведущий к клемме *Б* реле-регулятора 4. Между клеммой *Б* и аккумуляторной батареей 5 подключают амперметр 2. Вольтметр 1 присоединяют к клемме *Я* и массе *М* реле-регулятора 4. Постепенно увеличивая скорость вращения ротора генератора, определяют напряжение, при котором происходит замыкание контактов, о чем судят по отклонению стрелки амперметра. Постепенно снижая скорость вращения генератора, определяют величину обратного тока в момент размыкания контактов. Если при повышении скорости вращения вала двигателя напряжение не повышается, а включение реле не происходит (стрелка амперметра неподвижна), надо проверить и отстроить величину регулируемого напряжения, а затем величину напряжения включения реле.

Для проверки регулятора напряжения *РН* (рис. 183, б) используют схему проверки реле обратного тока, внося предварительно следующие изменения: а) отъединяют аккумуляторную батарею. Если проверка проводится непосредственно на тракторе, то необходимо вначале запустить двигатель. Для устойчивой работы двигателя скорость вращения генератора поднимается выше оборотов включения *РОТ*; б) между массой и клеммой *Б* реле-регулятора включают вольтметр.

щеток на коллектор. Давление щеток по мере износа уменьшается; проверяется оно специальным динамометром.

Новые щетки притирают к коллектору стеклянной шкуркой или бумагой зернистостью 80 или 100. Для притирки берут полоску бумаги, равную ширине коллектора, и кладут ее между коллектором и щеткой рабочей поверхностью к щетке. Полоска должна охватывать поверхность коллектора на 180°. Протягивая бумагу между коллектором и щеткой вперед и назад, добиваются плотного прилегания щетки к поверхности коллектора. При движении бумаги против направления вращения коллектора щетка приподнимается.

Якорь генератора вращается со скоростью около 3400 об/мин. К клемме *Б* реле-регулятора подключаются потребители или реостат так, чтобы ток нагрузки генератора был равен 6 а.

Ограничитель тока *ОТ* проверяют по схеме включения, приведенной на рисунке 183, б. Якорь генератора вращается со скоростью 3400 об/мин. Увеличивая нагрузку генератора реостатом, следят за стрелкой амперметра. При определенной нагрузке наступит момент, когда, несмотря на снижение сопротивления реостата, стрелка амперметра будет неподвижной. Наибольшее значение тока, зафиксированное амперметром, будет максимальным регулируемым током.

У генераторов переменного тока необходимо оберегать рабочий элемент выпрямителя от механических повреждений и периодически проверять его исправность.

Проверка исправности рабочего элемента выпрямителя заключается в измерении величины обратного тока и сопоставлении полученного результата с установленными нормами.

Для проверки работы генератора переменного тока на работающем на малых оборотах холостого хода двигателе к зажимам каждой двух фаз генератора или выпрямителя поочередно включают 12-вольтовую лампу или вольтметр электромагнитной системы. Нить накаливания должна светиться полным накалом, а напряжение на зажимах каждой двух фаз должно находиться в пределах 10—17 в.

У контактно-транзисторных реле-регуляторов зазор между якорьком и сердечником *РН* при разомкнутых контактах устанавливается равным 1,4—1,5 мм, а зазор между контактами — 0,2—0,3 мм; такой же зазор должен быть между контактами реле защиты, а между его якорьком и сердечником — 0,7—0,8 мм.

## Глава 19

# АККУМУЛЯТОРНЫЕ БАТАРЕИ

## § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Электрическая аккумуляторная батарея — это прибор, в котором электрическая энергия, поступающая в процессе зарядки от внешнего источника постоянного тока, превращается в химическую и в таком виде может быть запасена, а в процессе разрядки вновь преобразуется в электрическую.

Автотракторные аккумуляторные батареи служат для пуска двигателя стартером и для питания электрическим током других приборов электрооборудования при остановленном двигателе и работе его на малых оборотах. Эти батареи называют стартерными, так как они обладают свойством кратковременно отдавать большой ток при малом внутреннем падении напряжения, что необходимо для нормальной работы стартера в период пуска двигателя.

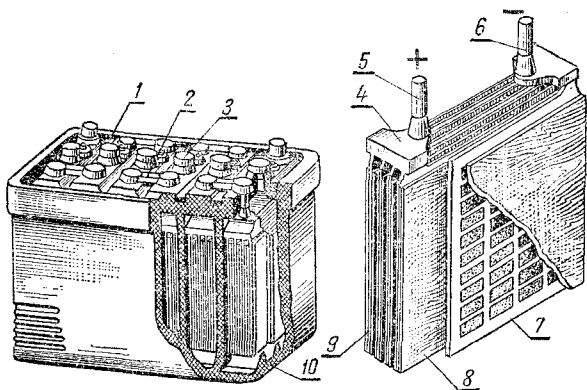


Рис. 184. Кислотно-свинцовая аккумуляторная батарея:

1 — крышка; 2 — перемычка; 3 — горловина для заливки электролита; 4 — мостик пластин; 5, 6 — выводные полюсные штыри; 7 — отрицательная пластина; 8 — сепаратор; 9 — положительная пластина; 10 — эбонитовый бак.

Кислотно-свинцовая аккумуляторная батарея (рис. 184) состоит из трех или шести последовательно соединенных аккумуляторов напряжением около 2в каждый. Бак 10 батарей изготавливается из эбонита или асфальтопечковой пластмассы, которые имеют хорошие кислотостойкие и изоляционные качества, высокую механическую и термическую прочность. Дно бака снабжено опорными призмами, которые предотвращают замыкание пластин через образующийся во время работы батареи осадок (шлам).

Положительные 9 и отрицательные 7 пластины аккумулятора отливают в форме решеток из свинца с добавлением для прочности 6—8% сурьмы. Решетки пластин заполняют активной массой, состоящей из окисленного свинцового порошка, замешенного на водном растворе серной кислоты. После электрохимической обработки активная масса положительных пластин образует перекись свинца  $PbO_2$  темно-коричневого цвета, а активная масса отрицательных пластин — пористый (губчатый) свинец Pb светло-серого цвета.

При сборке аккумуляторов отрицательных пластин берут на одну больше, чем положительных, благодаря этому положительные пластины работают равномерно всей поверхностью и коробление крайних положительных пластин уменьшается. Положительные пластины аккумулятора менее прочны, чем отрицательные, поэтому они несколько толще. Спаянные между собой пластины образуют полублоки. Положительные и отрицательные пластины разделены прокладками (сепараторами) 8 из микропористого эбонита (мипора), микропористой пластмассы (мипласта) и других материалов. Аккумуляторы закрыты крышками 1 с тремя отверстиями. Одно отверстие, закрываемое пробкой, предназначается для заливки электролита, два других служат в качестве вентиляционных.

Пространство между крышками и стенками моноблока заливается кислотостойкой мастикой, изготовленной из нефтяного битума и авиационного масла.

Внутренний объем аккумулятора заполняют электролитом — раствором химически чистой серной кислоты в дистиллированной воде.

Условное обозначение аккумуляторных батарей состоит из цифробуквенного набора. Первая цифра указывает на число последовательно соединенных аккумуляторов в батарее, а две следующие буквы — на тип батареи. Буквы СТ обозначают, что батарея стартерная. Следующие за буквами цифры равны номинальной емкости батареи в ампер-часах при непрерывном 10-часовом разряде и средней температуре электролита 30° С. Следующие далее буквы обозначают материал, из которого изготовлен бак (Э — эбонит, П — асфальтопечковая масса с кислотостойкими вставками, В — асфальтопечковый бак без вставок) и материал сепаратора (М — мипласт, МС — мипласт со стекловолоком, Р — мипор).

## § 2. ХАРАКТЕРИСТИКА КИСЛОТНО-СВИНЦОВЫХ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ

Основные электротехнические показатели аккумуляторной батареи — э.д.с., внутреннее сопротивление, напряжение на зажимах и емкость.

Э.д.с. кислотного свинцового аккумулятора (э.д.с. покоя), определяемая приближенно по формуле  $E_0 = 0,84 + \gamma$ , зависит от плотности электролита  $\gamma$ . Размер и количество пластин не оказывают влияния на величину э.д.с. аккумулятора. Степень заряженности аккумулятора также значительно влияет на его э.д.с. При изменении плотности электролита в пределах 1,10—1,34 э.д.с. аккумулятора изменяется пропорционально увеличению плотности.

Напряжение на зажимах аккумуляторной батареи меньше э.д.с. батареи на величину внутреннего падения напряжения. При увеличении



внутреннего сопротивления напряжение аккумуляторной батареи уменьшается.

Внутреннее сопротивление аккумулятора зависит от количества и размера пластин, расстояния между пластинами, пористости сепаратора, удельного веса электролита и его температуры. Внутреннее сопротивление заряженного аккумулятора равно 0,001—0,0015 ом. По мере разряда аккумулятора его внутреннее сопротивление вследствие уменьшения удельного веса электролита повышается до 0,02 ом.

Емкость аккумулятора есть количество электричества, выраженное в ампер-часах, которое отдает полностью заряженный аккумулятор при непрерывном его разряде до установленного предела. Емкость аккумуляторной батареи принято определять при непрерывном 10-часовом ее разряде до напряжения 1,7 в при средней температуре электролита  $30 \pm 2^\circ \text{C}$ .

По условиям сохранения долговечности аккумулятора его емкость не предусматривает больших перегрузок при работе в стартерном режиме, когда сила тока достигает большой величины. Для этого емкость устанавливаемой батареи берется с некоторым запасом. Это необходимо также по той причине, что автомобили и тракторы нередко работают в условиях пониженных температур, когда емкость батареи уменьшается.

Емкость аккумулятора зависит от размеров пластин, плотности и температуры электролита и величины разрядного тока. Чем больше пористость активной массы пластин, выше плотность и температура электролита, тем больше емкость аккумулятора. С повышением разрядного тока емкости аккумулятора уменьшаются. Это объясняется тем, что по мере работы аккумулятора сернокислый свинец закрывает поры на поверхности активной массы пластин, в результате чего снижается отдача электричества. С повышением зарядного тока зарядная емкость аккумулятора также понижается, так как химические процессы, происходящие в активной массе пластин, до конца не завершаются. Изменение температуры электролита оказывает влияние на его вязкость. Увеличение вязкости электролита при понижении температуры приводит к уменьшению емкости аккумулятора. Повышение же температуры на  $1^\circ \text{C}$  (в пределах  $15\text{—}20^\circ \text{C}$ ) увеличивает емкость батареи на 1%. Если батарея не была в работе продолжительное время, то емкость ее уменьшается. Поэтому при длительном хранении батарею периодически заряжают.

### § 3. НЕИСПРАВНОСТИ АККУМУЛЯТОРНОЙ БАТАРЕИ И УХОД ЗА НЕЮ

В процессе эксплуатации батареи происходит естественный износ пластин, сепараторов и сосудов. Зарядка и разрядка положительных пластин связаны с постоянными объемными изменениями активной массы, так как объем сульфата свинца значительно больше, нежели объем перекиси свинца. Это ведет к разрыхлению активной массы и выпадению частичек перекиси свинца в виде шлама, особенно при зарядке под действием обильного газовыделения. Со временем количество активной массы на пластинах уменьшается, емкость батареи падает. Отрицательные пластины в процессе работы также теряют свою работоспособность, так как губчатый свинец обладает свойством уплотняться и уменьшать активную поверхность. При должном уходе срок службы батареи в среднем составляет 3 года.

Преждевременный износ батареи возможен по ряду причин. Основной из них является *сульфатация пластин*. Сульфатацией пластин называют процесс образования на поверхности и в порах активной массы пластин крупнокристаллического сульфата свинца. Сульфатация вызывается систематическими недозарядками, глубокими разрядами, длительным содержанием батареи в разряженном состоянии, высокой температурой электролита, загрязнением электролита примесями или заливкой

электролита плотностью выше нормы, а также саморазрядом, возникающим в результате неисправностей или плохого ухода за аккумуляторной батареей.

Признаки сульфатации пластин — увеличение напряжения на элементах в начале зарядки, обильное преждевременное выделение газов, повышенная температура электролита, незначительное увеличение плотности и низкое напряжение в конце зарядки, пониженная емкость при разрядке. В начальной стадии сульфатацию пластин можно преодолеть, заряжая аккумуляторную батарею пониженным током до появления заметного газовыделения. После этого батарею выключают на 20—30 мин, чтобы пузырьки газа вышли из пор активной массы пластин. Последующая зарядка ведется длительное время током, в три-четыре раза меньшим тока первой зарядки, до тех пор, пока плотность электролита станет постоянной.

*Разрушение пластин* может происходить из-за сульфатации, а также вследствие уплотнения губчатого свинца. Причинами уплотнения губчатого свинца могут быть систематический перезаряд батареи, вызванный неправильной регулировкой реле-регулятора, или высокая температура электролита (более 45° С).

*Выкрашивание активной массы* (особенно на положительных пластинах) может быть следствием замерзания электролита. Для устранения этой неисправности батарею переносят в теплое помещение и после оттаивания электролита заряжают током первого заряда.

*Перемена полярности* батареи ведет к ее саморазряду, сульфатации, искривлению пластин и их разрушению. Коррозия и разрушение решетки положительных пластин вызываются глубокими разрядами и загрязнением электролита органическими веществами.

Загрязненный электролит следует заменить. Для этого батарею разряжают током 10-часового разряда, сливают электролит и промывают батарею дистиллированной водой. Для промывки воду заливают до верха бака и оставляют в батарее на 3—4 ч, после чего сливают, а затем заливают электролит плотностью 1,290—1,300. Спустя еще 3—4 ч батарею заряжают током нормального заряда.

*Разрушение сепараторов* под действием электролита ведет к короткому замыканию и порче пластин.

*Разрушение клемм* может происходить в результате механических повреждений и нагревания клемм при нарушении контакта с наконечником. Неисправность устраняется зачисткой контактной поверхности клемм и наконечников до получения нормального контакта между ними, затяжкой зажимов и смазкой их техническим вазелином.

В процессе технического обслуживания аккумуляторные батареи проверяют и испытывают. При этом выполняют следующие операции.

Проверяют плотность, температуру и уровень электролита. По величине плотности электролита судят о степени заряда батареи. Можно считать, что снижение плотности электролита на 0,01 соответствует разряду батареи на 6%. Плотность электролита проверяют ареометром с ценой деления 0,005. В зависимости от климатических условий, времени года и материала сепараторов аккумуляторы заполняют электролитом различной плотности, отнесенной к температуре 15° С. При составлении электролита температура раствора повышается, поэтому измеренная при данной температуре плотность пересчитывается на температуру 15° С по специальным таблицам или с учетом поправки +0,0007 на каждый градус изменения температуры электролита при температуре выше 15° С и —0,0007 на каждый градус изменения температуры электролита при температуре ниже 15° С. Уровень электролита в баке должен быть на 10—15 мм выше предохранительного щитка, установленного над сепараторами.

Измеряют вольтметром э.д.с. аккумуляторной батареи. Эту операцию выполняют при отключенной внешней цепи. Сравнивая величину измеренной э.д.с. с э.д.с. покоя  $E_0$ , устанавливают наличие короткого замыкания. При коротком замыкании измеренная э.д.с. будет меньше э.д.с. покоя  $E_0$ .

Нагрузочной вилкой измеряют напряжение на зажимах каждого аккумулятора. Нагрузочное сопротивление вилки составляет около 0,012 ом, а потребляемый ею ток — около 100 а. Напряжение на зажимах батареи определяют по вольтметру, включенному параллельно сопротивлению нагрузочной вилки. Во избежание разряда батареи нагрузочная вилка не должна быть включена более чем на 5 сек. Величина напряжения на зажимах под нагрузкой характеризует степень зарядки аккумулятора. Так как величина нагрузочного сопротивления и его материал могут быть различными, то для суждения о степени разрядки аккумулятора надо учитывать паспортные данные нагрузочной вилки. Например, для вилки ВН-2 напряжение на зажимах аккумулятора под нагрузкой в пределах 1,7—1,8 в соответствует 100-процентной зарядке; 1,5—1,6 в — 50-процентной зарядке; 1,3—1,4 в — полной разрядке. У исправной батареи разница между напряжением на зажимах аккумуляторов под нагрузкой не должна превышать 0,1 в (при нормальной плотности электролита). В противном случае батарея считается разряженной. Быстрое падение напряжения на зажимах под нагрузкой также характеризует сильную разрядку или неисправность аккумулятора.

Испытывают батареи для определения ее пригодности к пуску двигателя стартером в зимнее время. Стартерный режим разряда устанавливается угловым реостатом и соответствует разрядному току, величина которого равна трехкратной номинальной емкости батареи. Проверяют целость моноблоков (или бачков). Простейший способ проверки таков: в крышку аккумулятора ввертывают специальную пробку с клапаном, через которую в аккумулятор накачивают воздух, повышая давление внутри аккумулятора. Дефект обнаруживается по просачиванию электролита наружу.

Уход за аккумуляторными батареями должен проводиться в соответствии с инструкцией по техническому обслуживанию автомобиля или трактора, на который установлены батареи.

Ежесменно в конце работы машины батарею очищают от пыли и грязи. Если на поверхности батареи обнаруживают электролит, то необходимо его стереть сухой тряпкой или тряпкой, намоченной в растворе нашатырного спирта или кальцинированной соды.

Окислившиеся клеммы батареи и наконечники проводов очищают, а неконтактные части смазывают техническим вазелином (а при отсутствии вазелина — солидолом). Проверяют крепление и плотность контактов наконечников проводов с клеммами батареи. Прочищают вентиляционные отверстия батареи.

Периодически, не реже чем через 10—15 дней зимой и через 5—6 дней летом, замеряют уровень электролита во всех аккумуляторах и при необходимости доливают дистиллированную воду. Проверяют плотность электролита и определяют степень зарядки батареи. Перед проверкой плотности электролита, если до этого в него доливали дистиллированную воду, батарею подзаряжают на двигателе для перемешивания электролита. Систематически проверяют целость баков и отсутствие утечки электролита. Не реже одного раза в месяц замеряют напряжение элементов под нагрузкой и определяют исправность батареи.

При надлежащем уходе аккумуляторные батареи можно хранить длительное время без потери их работоспособности. Перед хранением производится уход за батареей и полная ее зарядка. После этого батареи устанавливают в отдельном помещении при температуре не ниже  $-25^{\circ}\text{C}$  и не выше  $0^{\circ}\text{C}$ .

Периодически для компенсации саморазряда батарею подзаряжают нормальным током до постоянных значений напряжения и плотности электролита. В конце подзарядки корректируют уровень и плотность электролита. Один раз в три месяца аккумуляторную батарею подвергают разрядке и зарядке (контрольно-тренировочный цикл), предупреждая тем самым усадку активной массы пластин.

## Глава 20

# ЗАЖИГАНИЕ РАБОЧЕЙ СМЕСИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ИСКРОЙ

## § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Рабочая смесь в цилиндрах карбюраторного двигателя воспламеняется искрой, возникающей при электрическом разряде между электродами свечи зажигания.

В карбюраторных и газовых двигателях ток высокого напряжения, предназначенный для создания искрового разряда, получают двумя способами: от системы батарейного зажигания и от магнето. Система батарейного зажигания нашла применение на автомобильных двигателях, а зажигание от магнето — в основном на пусковых двигателях тракторных дизелей.

Для получения искрового разряда требуется напряжение не менее 7—8 тыс. в. На интенсивность искрового разряда оказывают влияние расстояние между электродами свечи, форма электродов, температура в цилиндре двигателя, состав рабочей смеси и другие факторы.

Увеличение искрового промежутка вызывает необходимость в большем пробивном напряжении. Если при нормальных атмосферных условиях для искрового промежутка в 3 мм пробивное напряжение равно 6000 в, то для искрового промежутка 8 мм оно возрастает более чем вдвое. Заостренная форма электрода способствует лучшему истечению электрического заряда, нежели закругленная. Повышение температуры в цилиндре двигателя благоприятствует ионизации газов, поэтому пробивное напряжение искрового разряда снижается. С увеличением давления газов величина пробивного напряжения возрастает. Приборы системы зажигания двигателей для большей надежности воспламенения рабочей смеси дают напряжение 20—24 тыс. в. Искровой промежуток свечи устанавливается с учетом степени сжатия двигателя, применяемого сорта топлива и способа зажигания в пределах 0,6—0,9 мм. В противном случае надежность работы системы зажигания снижается. При слишком малом искровом промежутке интенсивность искрообразования уменьшается и повышается вероятность замыкания искрового промежутка нагаром.

## § 2. МОМЕНТ ЗАЖИГАНИЯ И ЕГО ВЛИЯНИЕ НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

Для сгорания рабочей смеси необходимо время в несколько тысячных долей секунды. Поэтому смесь должна быть воспламенена до прихода поршня в в.м.т. с некоторым опережением. Угол опережения зажигания, обеспечивающий на заданном режиме работы двигателя наибольшую мощность и наименьший удельный расход топлива, носит название *оптимального*. При оптимальном угле опережения зажигания сгорание рабочей смеси и повышение давления в цилиндре происходят в процессе движения поршня к в.м.т. и заканчиваются при повороте коленчатого вала двигателя примерно на 10—12° после в.м.т.

Если зажигание смеси преждевременное, то нарастание давления противодействует движению поршня в в.м.т. и энергия газов расходуется на отрицательную работу. Поэтому работа двигателя на слишком ран-

нем зажигания ведет к падению его мощности и экономичности. Внешними признаками раннего зажигания служат стуки, перегрев и неустойчивая работа двигателя на малых оборотах холостого хода.

Если рабочая смесь воспламенена в в.м.т. или несколько позже, то сгорание происходит при увеличивающемся объеме. Вследствие этого двигатель перегревается, его мощность и экономичность падают.

Оптимальный угол опережения зажигания для различных двигателей колеблется в пределах 20—45°. На величину его влияют степень сжатия, форма камеры сгорания, расположение свечи зажигания, число оборотов, состав рабочей смеси, сорт топлива, нагрузка двигателя и некоторые другие факторы.

Повышение числа оборотов двигателя сопровождается уменьшением времени на его рабочий цикл, следовательно, угол опережения зажигания должен также увеличиваться. Изменение нагрузки двигателя сказывается на скорости сгорания топлива, что также требует изменения угла опережения зажигания.

При снижении нагрузки (прикрытии дроссельной заслонки) двигателя наполнение цилиндра уменьшается и свежий заряд рабочей смеси разбавляется большим количеством остаточных газов, в результате снижается скорость сгорания смеси. При полных нагрузках происходит обратное явление и скорость сгорания смеси повышается. Следовательно, угол опережения зажигания нужно увеличивать при уменьшении нагрузки и уменьшать при ее увеличении. Для топлива с малым октановым числом угол опережения зажигания уменьшают, а для топлива с большим октановым числом увеличивают. При преждевременных вспышках и перегревах двигателя уменьшение угла опережения зажигания способствует устранению или снижению этих вредных явлений.

Приборы системы зажигания снабжаются устройствами для ручного и автоматического изменения момента зажигания рабочей смеси в зависимости от изменения режимов работы двигателя.

### § 3. ИСКРОВЫЕ ЗАЖИГАТЕЛЬНЫЕ СВЕЧИ

Искровая зажигательная свеча (свеча зажигания) служит для получения искрового разряда в камере сгорания двигателя, необходимого для воспламенения рабочей смеси. Расположение свечи в камере должно обеспечить высокую скорость сгорания топлива без детонации. С увеличением фронта пламени склонность двигателя к детонации возрастает. Поэтому свечу устанавливают так, чтобы расстояние от нее до наиболее отдаленной части пространства камеры сгорания было по возможности меньшим. Резьбовая часть свечи не должна быть слишком заглублена в отверстие камеры или выступать за ее пределы. Выступление свечи за пределы камеры способствует перегреву и возникновению калильного зажигания. Заглубление свечи в камеру вызывает скопление около электродов избыточного количества остаточных газов, что затрудняет воспламенение смеси. Размещение свечи над впускным клапаном создает лучшие возможности для ее охлаждения.

Условия работы свечи весьма тяжелы, так как она испытывает механические, тепловые и электрические нагрузки, а также подвергается вредному воздействию продуктов сгорания топлива. Тепловые и механические нагрузки на свечу переменны по своей величине и колеблются в широких пределах. Температура газов, омывающих свечу, меняется от 70 до 2500° С, а давление — от 0,2 до 40 кг/см<sup>2</sup>. Условия охлаждения электродов свечи неодинаковы. Боковой электрод свечи, связанный с ее корпусом, охлаждается лучше, чем центральный, заключенный в изолятор. Температура бокового электрода равна 200—250° С, тогда как у центрального электрода она в среднем достигает 850° С. Продукты сгорания топлива вызывают коррозию электродов свечи. От действия элек-

трических разрядов концы электродов свечи подплавляются. Все это предъявляет особые требования к качеству металла электродов и материалу изолятора центрального электрода.

Свеча зажигания (рис. 185) состоит из стального корпуса 9 с резьбой и боковым электродом 7 внизу. В корпусе завальцован изолятор 5 с центральным электродом 6. Между корпусом и изолятором установлена уплотнительная муфта 10, предупреждающая прорыв газов наружу. Провод высокого напряжения 2 защищен наконечником 14 и присоединен к стержню центрального электрода через контактную втулку 11 и подавительное сопротивление 12.

Электроды 6 и 7 изготавливаются из никельмарганцевой проволоки, содержащей 97% никеля и 3% марганца. Центральный электрод 6 укреплен во внутреннем канале изолятора при помощи термцемента или стеклогерметика. Изолятор 5 — наиболее ответственная деталь, от которой в основном зависит надежность работы свечи. Он изготавливается из керамических материалов, а для наиболее напряженных в тепловом отношении двигателей — из слюды, обладающей высокой теплопроводностью.

Нормальная работа свечи во многом определяется ее тепловым режимом. Температура нижней части изолятора свечи во время работы двигателя должна обеспечить сгорание масла, неизбежно попадающего на его поверхность. В противном случае будет происходить отложение нагара и замыкание центрального электрода на массу. Однако температура нижней части изолятора не должна быть чрезмерной во избежание так называемого калильного зажигания. Оптимальная рабочая температура нижней части изолятора 500—800° С.

Тепловая характеристика свечи зависит от ее размеров: диаметра и длины  $a$  резьбовой части корпуса и длины  $b$  направляющей части изолятора (юбки) изолятора (рис. 185). У свечи с удлиненной направляющей частью передача тепла к корпусу затруднена, поэтому ее изолятор нагревается больше, нежели у свечи с укороченной направляющей частью. Свеча с меньшей теплопередачей от изолятора к корпусу условно называется *горячей*, а свеча с большей теплопередачей — *холодной*. Каждому типу двигателя должны соответствовать свечи зажигания определенной тепловой характеристики.

Тепловое свойство свечи может характеризоваться ее *калильным числом*. Калильное число выражает в условных единицах время по истечении которого свеча, установленная на специальном двигателе, работающем на определенном режиме, начинает вызывать калильное зажигание. Чем выше тепловая напряженность двигателя, тем более высокое калильное число должны иметь свечи.

Правильно подобранная свеча при исправно работающем двигателе не должна покрываться слоем нагара после некоторого периода работы. Изолятор свечи должен быть светло-коричневого цвета. Если двигатель после выключения зажигания продолжает некоторое время работать, то это свидетельствует о калильном зажигании. В этом случае необходимо применять более холодные свечи. Загрязнение свечей нагаром, наоборот, ука-

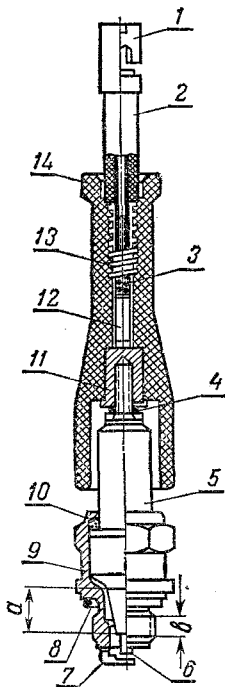


Рис. 185. Искровая зажигательная свеча:

1 — наконечник провода; 2 — провод; 3 — пружина; 4 — стопорное кольцо; 5 — изолятор; 6 — центральный электрод; 7 — боковой электрод; 8 — уплотнительное кольцо; 9 — корпус; 10 — уплотнительная муфта; 11 — контактная втулка; 12 — подавительное (гасящее) сопротивление; 13 — контактный винт; 14 — защитный наконечник.

зывает на пониженную температуру свечи, и, следовательно, надо применять более горячие свечи.

Маркировка свечей зажигания по размерам и тепловой характеристике облегчает их подбор. Применяемые для маркировки свечей буквы и цифры означают следующее: М — метрическая резьба, диаметр резьбы 18 мм, шаг 1,5 мм; А — резьба метрическая 14×1,25 мм; Т — резьба метрическая 10×1 мм. Первое число обозначает длину резьбовой части корпуса, а второе — длину нижней части изолятора (мм). Буквы У (ура-лит), К (кристаллокорунд) или Б (борокорунд) характеризуют материал изолятора.

Уход за свечами заключается в периодическом их осмотре, удалении нагара и регулировке зазора между электродами. Нагар удаляют, погружая свечи в бензин и очищая мягкой щеткой из медной проволоки. Не рекомендуется счищать нагар острыми предметами или наждачной шкуркой. Искровой промежуток регулируют, подгибая боковой электрод. Величину зазора проверяют круглым щупом из калиброванной проволоки.

При постановке свечи на двигатель надо обеспечить нормальную затяжку свечи, пользуясь для этого специальным ключом.

## Глава 21

# БАТАРЕЙНОЕ ЗАЖИГАНИЕ

### § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В системе батарейного зажигания высокое напряжение для образования искрового разряда между электродами свечи зажигания создается катушкой зажигания и прерывателем-распределителем, питаемых при пуске и работе двигателя на малых оборотах от аккумуляторной батареи, а при работе двигателя на средних и максимальных оборотах — от генератора постоянного тока.

В систему батарейного зажигания входят следующие устройства (рис. 186): аккумуляторная батарея АБ и генератор Г с реле-регулятором РР; катушка зажигания 10, прерыватель-распределитель с центробежным и вакуумным регуляторами угла опережения зажигания и октан-корректором; конденсатор 1, свечи зажигания 20, выключатель зажигания 13, провода низкого и высокого напряжения и подавительные сопротивления 5, 21.

Катушка зажигания 10 преобразует ток низкого напряжения в ток высокого напряжения, необходимый для создания искрового разряда между электродами свечи. Катушка состоит из первичной 9 и вторичной 8 обмоток и вариатора 11.

Прерыватель служит для разрыва в нужный момент цепи низкого напряжения. Он состоит из подвижного рычажка 2 с контактом 7, изолированного от массы, неподвижного контакта 6, соединенного с массой, конденсатора 1, включенного параллельно контактам 6 и 7. Контакты замыкаются кулачковой шайбой 4.

Распределитель тока служит для распределения тока высокого напряжения по свечам соответственно порядку работы цилиндров двигателя. Он состоит из ротора с электродом 23 и электродов 22 крышки, соединенных проводами высокого напряжения со свечами зажигания 20.

Выключатель зажигания — это контактное устройство, позволяющее размыкать первичную цепь при неработающем двигателе, включать контрольно-измерительные приборы и стартер. Для борьбы с радиопомехами, возникающими при искровом разряде между электрода-

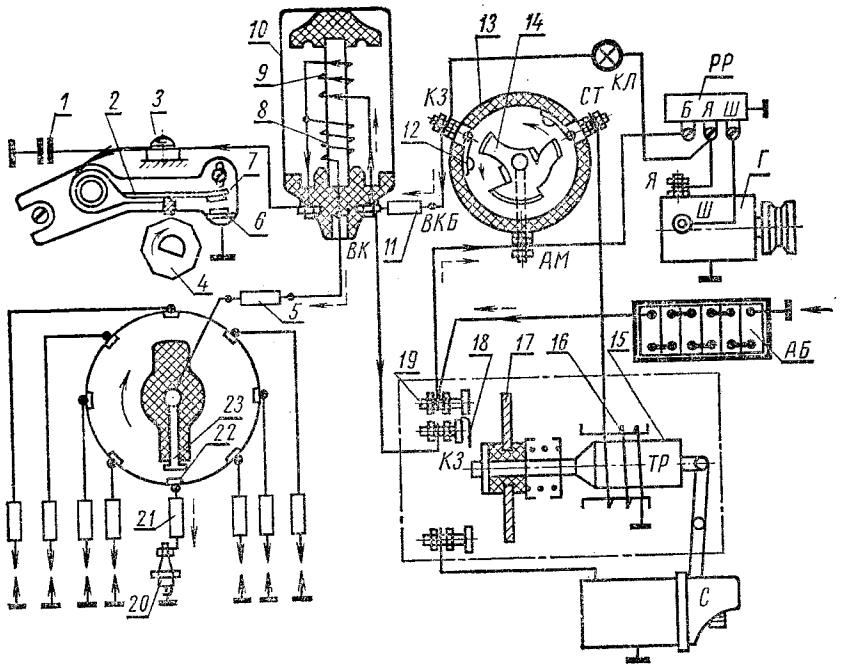


Рис. 186. Схема системы зажигания восьмицилиндрового двигателя (ЗИЛ-130):

1 — конденсатор; 2 — рычажок; 3 — зажим прерывателя; 4 — кулачковая шайба; 5, 21 — подавительные сопротивления; 6 — неподвижный контакт прерывателя; 7 — подвижный контакт рычажка прерывателя; 8 — вторичная обмотка; 9 — первичная обмотка; 10 — катушка зажигания; 11 — добавочное сопротивление (вариатор); 12 — пружинящая пластина с контактом; 13 — выключатель зажигания; 14 — ротор выключателя; 15 — якорек тягового реле; 16 — обмотка тягового реле; 17 — контактный диск; 18 — пружинящая контактная пластина зажима КЗ тягового реле стартера; 19 — зажим тягового реле стартера; 20 — свеча зажигания; 22 — электрод крышки; 23 — электрод ротора; АБ — аккумуляторная батарея; КЛ — контрольная лампа; РР — реле-регулятор; Г — генератор; ТР — тяговое реле стартера; С — стартер; КЗ, СТ, АМ — зажимы выключателя зажигания; ВК, ВКБ — зажимы катушки зажигания.

ми свечей зажигания 20 и контактами распределителя в проводах высокого напряжения, устанавливаются подавительные сопротивления 5, 21.

Получение тока высокого напряжения в системе батарейного зажигания основано на преобразовании (трансформации) тока низкого напряжения в ток высокого напряжения при помощи катушки зажигания и прерывателя. Когда зажигание включено и контакты прерывателя замкнуты, под действием э.д.с. аккумуляторной батареи (или генератора) в первичной цепи протекает ток низкого напряжения. Цепь тока низкого напряжения такова: положительный зажим батареи — зажим 19 тягового реле стартера — зажим АМ выключателя — ротор 14 — пластина 12 — зажим КЗ выключателя зажигания — зажим ВКБ катушки зажигания — добавочное сопротивление 11 (вариатор) — зажим ВК катушки зажигания — первичная обмотка 9 — зажим катушки зажигания — зажим 3 прерывателя — пружина рычажка — рычажок 2 — неподвижный контакт 6 прерывателя — масса — отрицательный зажим батареи.

При замкнутых контактах ток первичной цепи создает вокруг витков первичной обмотки нарастающий по величине магнитный поток, который, пересекая ее витки, наводит в этой обмотке э.д.с. самоиндукции, противоположного основному направлению направления. Одновременно в витках вторичной обмотки индуцируется э.д.с. взаимной индукции (около 2000 в), которая недостаточна для пробоя искровых промежутков. Поэтому во вторичной цепи тока нет. Конденсатор, включенный параллельно контактам прерывателя, заряжается.

Когда кулачковая шайба 4 разомкнет контакты 6 и 7 прерывателя, цепь тока низкого напряжения разрывается. Конденсатор разряжается



навстречу э.д.с. самоиндукции. Исчезающий магнитный поток пересекает витки первичной и вторичной обмоток, сердечник и наружный магнитопровод, и в первичной обмотке индуцируется э.д.с. самоиндукции, а во вторичной — э.д.с. взаимной индукции (12—24 тыс. в.). Этого напряжения достаточно для создания надежного искрового разряда между электродами свечи, в результате чего в цепи зажигания протекает электрический ток высокого напряжения.

Путь тока высокого напряжения в цепи зажигания следующий: вторичная обмотка 8 — первичная обмотка 9 — зажим *ВК* катушки зажигания — добавочное сопротивление (вариатор) 11 — зажим *ВКБ* катушки зажигания — зажим *КЗ* — пластина 12 — ротор 14 — зажим *АМ* выключателя зажигания — зажим 19 тягового реле — положительный зажим — отрицательный зажим аккумуляторной батареи — масса — боковой электрод свечи зажигания — искровой промежуток — центральный электрод свечи зажигания — подавительное сопротивление — электрод 22 крышки распределителя — искровой промежуток — электрод 23 ротора распределителя — подавительное сопротивление 5 — вторичная обмотка 8 катушки зажигания.

При размыкании контактов прерывателя в первичной обмотке возникает э.д.с. самоиндукции (200—300 в.), вызывающая искрение между контактами и их обгорание. Кроме того, э.д.с. самоиндукции задерживает исчезновение тока в первичной цепи, чем снижает э.д.с. вторичной обмотки.

Для устранения этих вредных явлений параллельно контактам прерывателя подключается конденсатор 1, который воспринимает на себя э.д.с. самоиндукции при размыкании контактов. При разомкнутых контактах конденсатор разряжается через первичную обмотку, что ускоряет исчезновение магнитного потока и повышает э.д.с., индуцируемую во вторичной обмотке.

## § 2. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ВЕЛИЧИНУ Э. Д. С. ВТОРИЧНОЙ ОБМОТКИ

На величину э.д.с., индуцируемой во вторичной обмотке катушки зажигания, оказывают влияние ток первичной цепи, коэффициент трансформации, индуктивность первичной обмотки, емкость конденсатора и емкость первичной цепи.

Напряжение во вторичной обмотке увеличивается прямо пропорционально току первичной цепи, величина которого составляет 1,5—2,5 а. С ростом тока первичной цепи повышается магнитный поток, создаваемый первичной обмоткой, а следовательно, и ток самоиндукции вторичной обмотки.

Увеличение коэффициента трансформации и индуктивности первичной обмотки также способствует повышению э.д.с., индуцируемой во вторичной обмотке.

С повышением емкости конденсатора величина максимального напряжения во вторичной обмотке снижается. Это явление обусловлено тем, что чем больше емкость конденсатора, тем больше время его заряда и разряда, скорость изменения магнитного поля уменьшается, а следовательно, снижается э.д.с. вторичной обмотки. С применением конденсатора недостаточной емкости усиливается искрение между контактами при их размыкании, исчезновение тока в первичной цепи замедляется, а вместе с этим понижается э.д.с. вторичной обмотки. Конденсаторы емкостью 0,17—0,28 мкф создают условия для наименьшего искрения между контактами при наибольшем напряжении во вторичной цепи.

На величину индуцируемой э.д.с. во вторичной обмотке влияют быстрота размыкания контактов и величина зазора между ними, так как от этого зависит скорость исчезновения магнитного потока, создаваемого

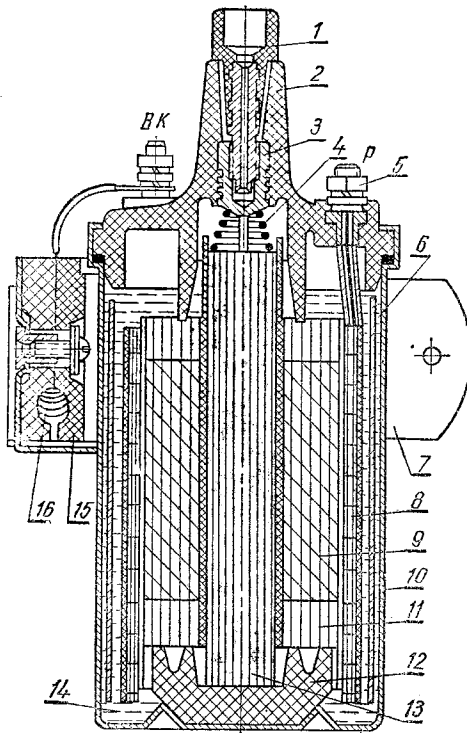


Рис. 187. Катушка зажигания Б-13:

1 — штуцер клеммы высокого напряжения; 2 — крышка; 3 — зажим высокого напряжения; 4 — контактная пружина; 5 — зажим низкого напряжения; 6 — магнитопровод; 7 — кронштейн; 8 — первичная обмотка; 9 — вторичная обмотка; 10 — корпус; 11 — изоляционные прокладки; 12 — изолятор; 13 — сердечник магнитопровода; 14 — масло; 15 — изолятор добавочного сопротивления; 16 — добавочное сопротивление; ВК и Р — зажимы.

стантановой проволоки, усиление тока в которых от 1 до 3,5 а и соответственное повышение их температуры сопровождаются увеличением сопротивления от 1,4 до 4,6 ом.

При работе двигателя на малых оборотах время замыкания контактов достаточно велико, поэтому в первичной цепи ток достигает максимального значения, и вариатор, нагреваясь, увеличивает общее сопротивление первичной цепи. Благодаря этому ток первичной обмотки ограничивается, а нагревание катушки зажигания и искрение контактов снижаются, то есть вариатор предохраняет катушку и контакты от аварийных режимов. При увеличении числа оборотов двигателя будет происходить обратное явление: ток не успевает достичь максимального значения, поэтому сопротивление вариатора и всей первичной цепи уменьшается. Это позволит избежать уменьшения тока первичной цепи, а следовательно, избежать падения напряжения во вторичной цепи и поддержать его в пределах, достаточных для надежного воспламенения рабочей смеси.

Устройство приборов системы зажигания рассмотрим на примере двигателей ЗИЛ-130 и ГАЗ-53А.

### § 3. КАТУШКА ЗАЖИГАНИЯ Б-13

Катушка зажигания Б-13 (рис. 187) устанавливается в системах зажигания автомобилей ЗИЛ-130, ГАЗ-53А, ГАЗ-66. Она имеет следующее устройство. На сердечнике 13, набранном из пластин мягкой стали, размещена бумажная трубка, на которую навита вторичная обмотка 9, из

током первичной обмотки. При замыкании контактов происходит восстановление магнитного потока первичной обмотки и возникает Э.д.с. самоиндукции замыкания, направленная против тока аккумулятора и затормаживающая нарастание тока в первичной цепи. Чем больше обороты двигателя и число его цилиндров, тем больше частота замыканий и размыканий контактов и тем меньше время замкнутого состояния контактов. Так как для нарастания тока в первичной цепи до максимального значения необходимо определенное время (примерно 0,02 сек), то при некотором числе оборотов двигателя ток в первичной обмотке не сможет достигнуть своего максимума и напряжение во вторичной обмотке будет уменьшаться.

Чтобы уменьшить падение напряжения во вторичной цепи в режиме больших оборотов двигателя, применяются добавочные переменные сопротивления — *вариаторы*, изготовленные из материалов с положительным температурным коэффициентом (это значит, что с повышением температуры увеличивается их сопротивление). Вариаторы обычно изготовляют из никелевой и кон-

26 тыс. витков провода диаметром 0,07 мм. Поверх вторичной обмотки вновь надета бумажная трубка, на которую навита первичная обмотка 8, из 270 витков провода диаметром 0,1 мм.

Выводы первичной обмотки подведены к зажимам *P* и *BK* крышки 2, а вторичной — к зажиму *P* и к латунному зажиму высокого напряжения 3. Сердечник 13 с обмотками заключен в стальной корпус 10 и закреплен на нем изолятором 12 и крышкой 2.

Между корпусом 10 и первичной обмоткой 8 размещен кольцевой магнитопровод 6, усиливающий магнитный поток, создаваемый током первичной обмотки. Для лучшей изоляции и отвода тепла пространство между катушкой, изолятором и корпусом заполнено трансформаторным маслом.

С первичной обмоткой последовательно соединено добавочное сопротивление (вариатор) 16. Вариатор выполнен из никелевой проволоки в виде спирали, помещенной в изоляторе 15, и подключен к зажимам *BK* и *BKB* (на рисунке не показан) на крышке 2.

#### § 4. ПРЕРЫВАТЕЛЬ-РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ Р4-В

Прерыватель-распределитель Р4-В (двигатель ЗИЛ-130) приводится во вращение от валика привода масляного насоса. Он объединяет в себе прерыватель тока высокого напряжения, центробежный и вакуумный регуляторы опережения зажигания и октан-корректор.

Прерыватель состоит из рычажка 16 (рис. 188) с подвижным контактом, подвижного 18 и неподвижного 23 дисков и кулачка 1. Стойка 25 с неподвижным контактом, рычажок 16 и конденсатор 29 собраны на подвижном диске 18, установленном на неподвижном диске 23 в шарикоподшипнике. Действующая на рычажок 16 пружина 17 стремится держать контакты замкнутыми. Размыкание контактов происходит, когда кулачок 1 набегит на выступ рычажка 16.

Распределитель имеет ротор 10 и крышку 9, изготовленные из карболита. В крышке помещен центральный электрод 8, прижимаемый пружиной 7 к контактной пластине ротора 10, и боковые электроды — их восемь, по числу цилиндров двигателя. Ротор 10 и кулачок 1 прерывателя получают вращение от приводного валика 3, опорами которого служат скользящие втулки корпуса 22 прерывателя-распределителя. Вращение ротора — правое, по часовой стрелке.

Центробежный регулятор опережения зажигания состоит из опорной пластины, укрепленной на валу 3, грузиков 5 с пружинами 4 и ведомой пластины 2. Грузики укреплены шарнирно на осях опорной пластины и своими пальцами 6 входят в пазы пластины 2.

При возрастании числа оборотов двигателя под действием центробежных сил грузики 5, преодолевая усилия пружин 4, расходятся и своими пальцами поворачивают ведомую пластину 2 и кулачок прерывателя по направлению вращения валика прерывателя-распределителя — опережение зажигания увеличивается. При снижении числа оборотов двигателя действие центробежных сил уменьшается, пружины 4 поворачивают грузики 5 в противоположном направлении — угол опережения зажигания уменьшается. Регулятор позволяет увеличить угол опережения зажигания на 18—20° по углу поворота кулачка прерывателя.

Вакуумный регулятор опережения зажигания изменяет угол опережения зажигания в зависимости от нагрузки двигателя. Регулятор прикреплен к корпусу 22 прерывателя-распределителя и состоит из тяги 12, соединенной с подвижным диском 18, диафрагмы 31, нагруженной пружиной 32, помещенных в камеру 33. Камера 33 со стороны тяги сообщается с атмосферой, а со стороны пружины — через штуцер и трубку со смесительной камерой карбюратора за дроссельной заслонкой. При большой нагрузке двигателя дроссельная заслонка карбю-

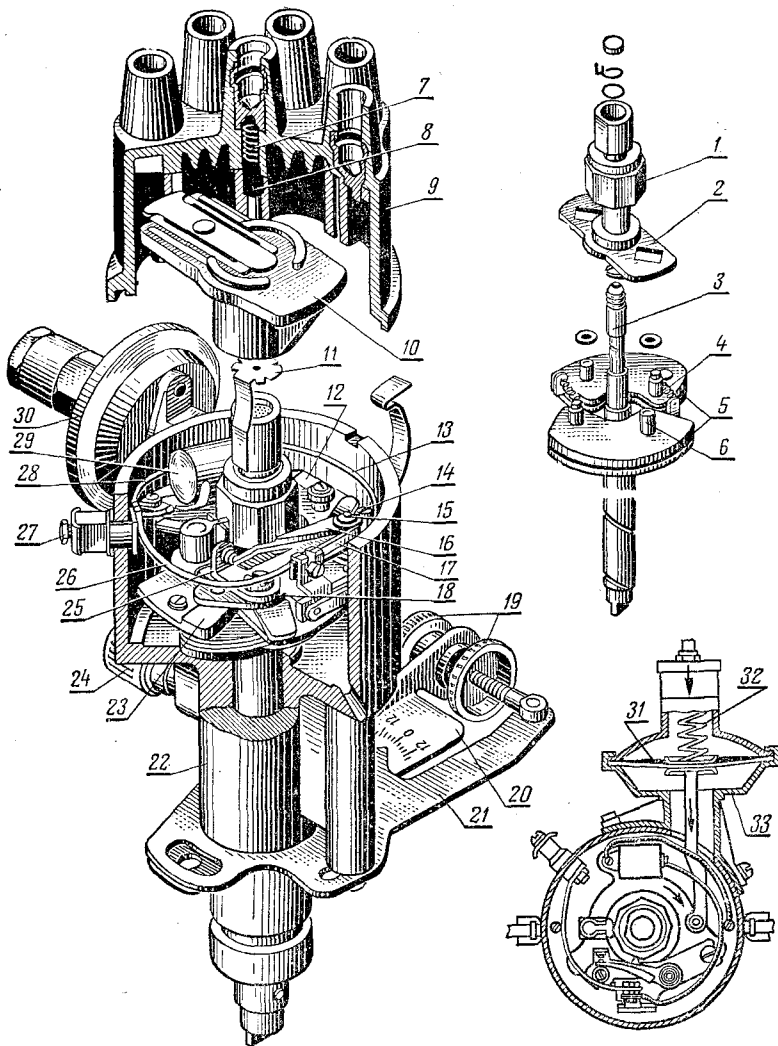


Рис. 188. Прерыватель-распределитель Р4-В:

1 — кулачок прерывателя; 2 — ведомая пластина центробежного автомата; 3 — вал прерывателя-распределителя; 4 — пружина грузиков; 5 — грузики центробежного автомата опережения зажигания; 6 — палец грузика; 7 — пружина центрального электрода; 8 — центральный электрод; 9 — крышка распределителя; 10 — ротор распределителя; 11 — пружинная пластина ротора; 12 — тяга вакуумного регулятора опережения зажигания; 13 — провод, соединяющий конденсатор с подвижным контактом прерывателя; 14 — регулировочный эксцентриковый винт стойки неподвижного контакта; 15 — ось рычажка прерывателя; 16 — рычажок прерывателя; 17 — пружина рычажка; 18 — подвижный диск прерывателя; 19 — регулировочные гайки октан-корректора; 20 — нижняя пластина октан-корректора; 21 — верхняя пластина октан-корректора; 22 — корпус прерывателя-распределителя; 23 — неподвижный диск прерывателя; 24 — масленка; 25 — стойка неподвижного контакта; 26 — провод от катушки зажигания к пружине рычажка прерывателя; 27 — клемма провода низкого напряжения от катушки зажигания; 28 — провод от конденсатора к массе; 29 — конденсатор; 30 — вакуумный автомат опережения зажигания; 31 — диафрагма; 32 — пружина; 33 — камера.

ротора открыта почти полностью, поэтому разрежение в смесительной камере карбюратора и полости регулятора незначительно, и тяга 12 удерживает пластину в положении позднего зажигания. При снижении нагрузки двигателя дроссельная заслонка прикрывается, разрежение в смесительной камере карбюратора и полости регулятора возрастает, диафрагма прогибается в сторону пружины, тяга 12 поворачивает подвижный диск 18 навстречу вращению кулачка и угол опережения зажигания увеличивается. Изменению разрежения в смесительной камере карбюратора на 80—250 мм рт. ст. соответствует увеличение угла опережения зажигания от 0 до 10°.

Октан-корректор служит для уточнения угла опережения зажигания в зависимости от каких-либо постоянно действующих факторов (октановое число топлива, режим нагрузки и т. д.). Он состоит из пластин 20 и 21, из которых первая (нижняя) имеет шкалу и крепится к блоку двигателя, а верхняя, со стрелкой, — к корпусу 22 прерывателя-распределителя. Пластины связаны стержнем с накрученными на него регулировочными гайками 19.

При вращении гаек стержень поворачивает верхнюю пластину 21, а вместе с ней и корпус 22 прерывателя-распределителя. Октан-корректор позволяет изменять угол опережения зажигания в пределах  $\pm 12^\circ$  по углу поворота кулачка прерывателя.

## § 5. КОНТАКТНО-ТРАНЗИСТОРНАЯ СИСТЕМА ЗАЖИГАНИЯ

Внедрение многоцилиндровых высокооборотных автомобильных двигателей с повышенной степенью сжатия потребовало применения более усовершенствованных способов зажигания рабочей смеси. Стремление преодолеть основные недостатки обычной системы батарейного зажигания — ограниченный из-за эрозии контактов ток первичной цепи (3,5—4 а), малое для форсированных двигателей напряжение вторичной цепи, сильная вибрация контактов и некоторые другие — вынудило искать пути их устранения и привело к созданию и внедрению новой контактно-транзисторной системы зажигания.

Контактно-транзисторная система зажигания отличается (рис. 189) от обычной главным образом наличием транзисторного коммутатора и добавочных сопротивлений 7.

Транзисторный коммутатор 1 типа ТК-102 состоит из германиевых транзистора и диода  $D_1$ , кремниевого стабилитрона  $D_{ст}$ , двух сопротивлений  $R_1$  и  $R_2$ , двух конденсаторов  $C_1$  и  $C_2$  и импульсного трансформатора 2. Все приборы транзисторного коммутатора помещены в корпус из алюминиевого сплава. Для подключения в систему имеются зажимы: Р, К, М и З.

Катушка зажигания Б-114 и прерыватель-распределитель отличаются от аналогичных устройств следующим. Катушка зажигания Б-114 изготовлена без вариатора, ее первичная обмотка состоит из 180 витков, а вторичная — из 41,5 тыс. витков. Прерыватель-распределитель выполнен без конденсатора, так как он разгружен от тока первичной цепи.

Работа контактно-транзисторной системы зажигания протекает следующим образом. При включенном зажигании и разомкнутых контактах прерывателя 3 транзистор закрыт и тока в системе нет. Как только контакты будут замкнуты, в цепи управления транзистора появится ток, движение которого показано на схеме пунктирными стрелками. При прохождении тока через переход между базой и эмиттером (Б—Э) сопротивление перехода коллектор — эмиттер (К—Э) резко упадет, транзистор откроется и включит рабочий ток в цепь низкого напряжения первичной цепи системы зажигания. Прохождение тока в первичной цепи создает вокруг витков первичной обмотки катушки зажигания и обмоток трансформатора сильный магнитный поток.

При размыкании контактов прерывателя цепь тока управления разрывается, сопротивление перехода участка коллектор — эмиттер возрастает до нескольких сотен ом, транзистор закрывается и цепь рабочего тока первичной цепи зажигания выключается. Быстрому запирающему транзистора и прерыванию рабочего тока в первичной цепи зажигания способствует индуцируемая в обмотках импульсного трансформатора в момент прерывания тока управления э.д.с. самоиндукции; возникающий при этом импульс э.д.с. вторичной обмотки трансформатора действует на переход база — эмиттер в запирающем направлении. Сопротивление  $R_2$  поглощает энергию тока самоиндукции вторичной обмотки импульсного

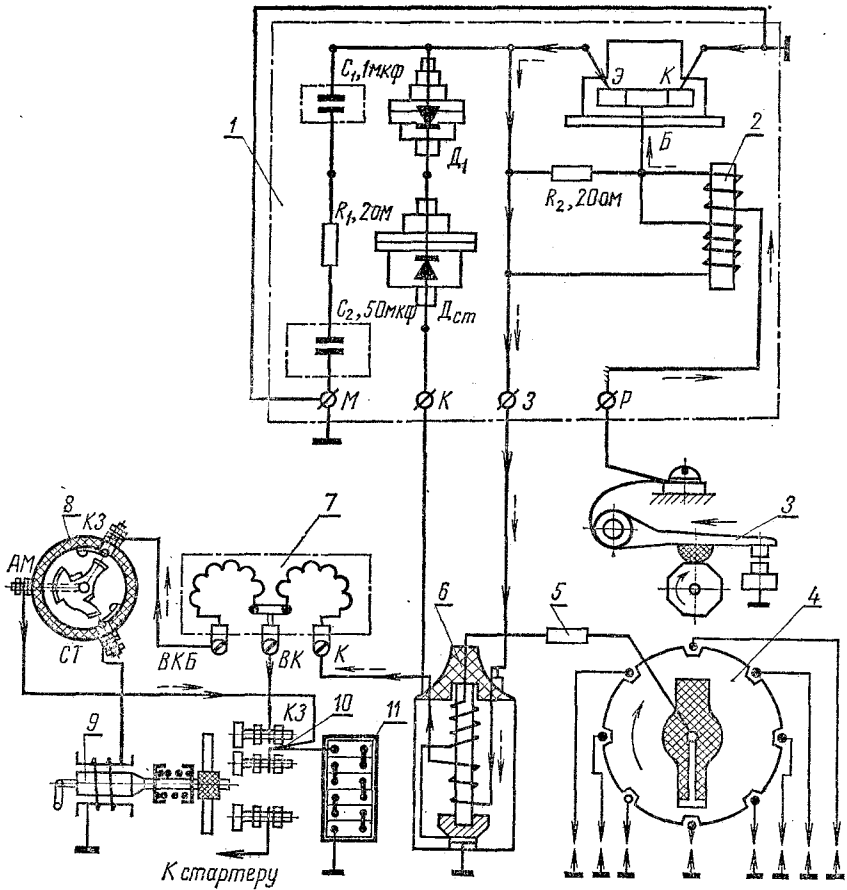


Рис. 189. Схема контактно-транзисторной системы зажигания:

1 — транзисторный коммутатор; 2 — импульсный трансформатор; 3 — прерыватель; 4 — распределитель; 5 — подавительное сопротивление; 6 — катушка зажигания; 7 — добавочные сопротивления; 8 — выключатель зажигания; 9 — тяговое реле стартера; 10 — жазим тягового реле стартера; 11 — аккумуляторная батарея;  $C_1$ ,  $C_2$  — конденсаторы;  $R_1$ ,  $R_2$  — сопротивления; Э, Б, К — электроды транзистора (эмиттер, база, коллектор); П, К, М, Э — жазимы транзисторного коммутатора;  $D_1$  — диод;  $D_{ст}$  — диод-стабилитрон; К, ВК, ВКБ — жазимы катушки зажигания.

трансформатора. Резкое прерывание тока в первичной обмотке катушки зажигания приводит к возникновению во вторичной обмотке э.д.с. взаимной индукции (около 30 тыс. в) и в первичной — э.д.с. самоиндукции (около 80—100 в). Путь тока высокого напряжения во вторичной цепи контактно-транзисторной системы зажигания тот же, что и в обычной системе. Э.д.с. самоиндукции первичной обмотки заряжает конденсатор  $C_1$ . При разомкнутых контактах в цепи конденсатор  $C_1$  разряжается на сопротивление  $R_1$ .

В схему транзистора включены параллельно первичной обмотке катушки зажигания два последовательно соединенных диода  $D_1$  и  $D_{ст}$ . Назначение диодов  $D_1$  и  $D_{ст}$  — предохранить транзистор от пробоев током самоиндукции. Электролитический конденсатор  $C_2$ , включенный параллельно генератору и батарее, предназначен для защиты транзистора от импульсных перенапряжений, возникающих при отключении батареи, обрыве одной из фаз обмотки статора генератора переменного тока или провода, соединяющего корпус генератора и реле-регулятора.

В контактно-транзисторной системе зажигания исключена возможность сильного искрения между контактами прерывателя. Благодаря этому увеличивается срок службы контактов в 2,5—3 раза, отпадает необходимость в частых регулировках зазора между контактами. Вторич-

ное напряжение системы повышается примерно на 25%, соответственно увеличивается энергия искрового разряда. Эти факторы оказали положительное влияние на пусковые качества, расход топлива и приемистость двигателя. Срок службы свечей зажигания, у которых зазор между электродами при работе с транзисторной системой зажигания увеличился до 1—1,2 мм, становится более высоким.

## § 6. УСТАНОВКА ЗАЖИГАНИЯ

Работа двигателя с неправильно установленным зажиганием ведет к снижению его мощности и экономичности. Регулировка момента зажигания необходима при изменении климатических условий работы, смене сорта топлива и вновь устанавливаемом на двигатель прерывателе-распределителе.

Установка зажигания на двигателе ЗИЛ-130 производится в такой последовательности.

Проверяют состояние контактов прерывателя и при необходимости регулируют их. Зазор между разомкнутыми контактами должен составлять 0,35—0,45 мм. Регулировочными гайками 19 (см. рис. 188) устанавливают стрелку верхней пластины 21 октан-корректора на нулевое деление.

Переводят поршень первого цилиндра в в.м.т. при такте сжатия. Для этого закрывают пальцем отверстие под свечу в первом цилиндре и вращают коленчатый вал до обнаружения выхода воздуха из цилиндра. После этого медленно поворачивают коленчатый вал до тех пор, пока метка на шкиве коленчатого вала не совпадает с меткой в.м.т. на указателе установки зажигания, укрепленном на крышке датчика ограничителя максимального числа оборотов двигателя.

Располагают паз 1 (рис. 190) на валу привода прерывателя-распределителя так, чтобы он был параллелен риску 3 на верхнем фланце 4 корпуса привода и смещен в направлении передней части двигателя. Устанавливают привод распределителя в гнездо блока. Паз на валу привода должен расположиться параллельно оси, соединяющей отверстия на верхнем фланце корпуса привода распределителя, и быть смещенным к передней части двигателя.

Поворачивают коленчатый вал на два оборота так, чтобы отверстие на шкиве коленчатого вала расположилось против риски 9° на указателе установки зажигания.

Освобождают болт крепления пластин к прерывателю-распределителю и вставляют распределитель в гнездо привода так, чтобы октан-корректор был направлен вверх. При этом пластина ротора должна быть против бокового электрода крышки, к которому присоединяется провод от свечи первого цилиндра.

Медленно поворачивают корпус прерывателя-распределителя против часовой стрелки, устанавливают контакты прерывателя на начало замыкания. Момент начала замыкания проверяется по контрольной лампе, присоединенной параллельно контактам прерывателя. При включенном зажигании в момент начала замыкания контактов лампа загорается.

Затягивают болт крепления пластины октан-корректора к корпусу прерывателя-распределителя и присоединяют трубку к штуцеру вакуумного регулятора.

Присоединяют провода от свечей к боковым электродам крышки 9 (см. рис. 188) распределителя.

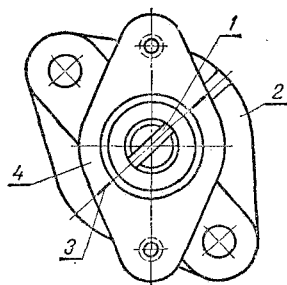


Рис. 190. Схема установки привода прерывателя-распределителя Р4-В:

1 — паз на валу привода распределителя; 2 — нижний фланец корпуса; 3 — установочная риска на верхнем фланце корпуса; 4 — верхний фланец корпуса.

теля согласно порядку работы цилиндров двигателя: 1—5—4—2—6—3—7—8.

Правильность установки зажигания проверяется на ходу. Для этого при движении на прямой передаче на ровном участке пути резким нажатием на педаль акселератора открывают полностью дроссельную заслонку. При этом в работе двигателя должны быть легкие, быстро исчезающие детонационные стуки. Если детонационные стуки будут громкие и резкие, то зажигание раннее; при позднем зажигании детонационные стуки отсутствуют. В первом случае вращением регулировочных гаек 19 перемещают стрелку верхней пластины 21 на одно деление к знаку «+» (плюс). После подрегулировки производится повторная проверка.

## § 7. НЕИСПРАВНОСТИ СИСТЕМЫ БАТАРЕЙНОГО ЗАЖИГАНИЯ И УХОД ЗА НЕИ

Уход за приборами батарейного зажигания включает в себя очистку их от пыли, тщательный внешний осмотр и выявление возможных неисправностей, проверку проводов и смазку прерывателя-распределителя.

Основные неисправности приборов батарейного зажигания таковы: обгорание контактов прерывателя, уменьшение или увеличение зазора между контактами, потеря пружинной прерывателя упругости, износ граней кулачковой шайбы, ослабление натяжения пружин грузиков центробежного регулятора, ослабление пружины диафрагмы вакуумного регулятора или повреждение его диафрагмы.

Окисленные контакты зачищают абразивной пластинкой или надфилем. При этом следует обратить внимание на то, что контакты должны быть расположены параллельно и прилегать друг к другу всей рабочей поверхностью. Нарушение нормального зазора между контактами прерывателя (0,35—0,45 мм) устраняется регулировкой.

Во время работы двигателя при уменьшении упругости пружины рычажка прерывателя происходит отбрасывание рычажка, заметное на больших оборотах и вызывающее перебои в зажигании.

Износ кулачковой шайбы прерывателя вызывает перебои в работе двигателя.

При ослаблении натяжения пружин грузиков центробежного регулятора происходит увеличение угла опережения зажигания на малых и средних оборотах, в результате расход топлива повышается.

Ослабление пружины диафрагмы вакуумного регулятора вызывает увеличение угла опережения зажигания на всех режимах работы двигателя (кроме режима полной загрузки). При этом экономичность работы двигателя ухудшается.

Изношенные пружины, кулачковые шайбы прерывателей заменяют исправными.

Если повреждена диафрагма вакуумного регулятора, то изменения угла опережения зажигания двигателя не происходит. В этом случае регулятор заменяют.

Обгорание токоразносящей пластины и электродов указывает на большой радиальный зазор между ними. Увеличение зазора между пластиной и электродами вызывает перебои зажигания. Крышку или ротор с трещинами и износами заменяют, а небольшое обгорание электродов и токоразносящей пластины устраняют, протирая их тканью, смоченной в бензине.

Износ уголька крышки распределителя, ослабление пружины уголька, обгорание электрода в гнезде крышки приводят к перебоям в работе зажигания. Неплотная посадка проводов высокого напряжения вызывает возникновение дополнительного искрового промежутка в цепи высокого напряжения и может вывести из строя катушку зажигания, крышку и ротор распределителя. В этих случаях пружинный наконечник провода



зачищают и вставляют в гнездо до отказа; чтобы провод держался в гнезде плотно, концы наконечника провода разводят.

В процессе эксплуатации периодически проверяют и испытывают приборы батарейного зажигания. Для проверки и испытания катушек зажигания используют контрольно-испытательный стенд КИС-968. Изоляция первичной обмотки должна выдержать испытание на пробой переменным током напряжением 500 в. Кроме того, проверяют электрическую прочность изоляции вторичной обмотки, интенсивность и бесперебойность искрообразования.

Прерыватели-распределители проверяют на момент, надежность искрообразования и угол замкнутого состояния контактов. При их испытании на искрообразование искровой промежуток разрядника на стенде устанавливается равным 7 мм. Искрообразование должно быть бесперебойным, без заметного искрения между контактами прерывателя.

## Глава 22

# СИСТЕМА ЗАЖИГАНИЯ ОТ МАГНЕТО

### § 1. СХЕМА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ МАГНЕТО

Магнето (рис. 191) представляет собой магнитоэлектрический аппарат, основные части которого — генератор переменного тока низкого напряжения, прерыватель и трансформатор тока высокого напряжения с распределителем.

Генератор переменного тока низкого напряжения состоит из магнитной системы, обмотки и прерывателя с конденсатором. Магнитная система включает в себя вращающийся двухполюсный постоянный магнит-ротор 7 и боковые стойки 6 с сердечником 5 и служит для создания переменного магнитного потока. Обмотка 4 на сердечнике 5 и прерыватель с конденсатором 10 предназначены для получения тока низкого напряжения и резкого изменения созданного им магнитного потока. Концы обмотки 4, состоящей из 150—230 витков, соединены с массой: один — непосредственно, а другой — через контакты прерывателя. Контакты прерывателя размыкает кулачок 9, закрепленный на валике магнита-ротора. Параллельно контактам прерывателя включен конденсатор 10.

Трансформатор тока высокого напряжения состоит из первичной 4 и вторичной 3 обмоток. В качестве первичной обмотки трансформатора используется обмотка 4 генератора переменного тока. Вторичная обмотка из 11—13 тыс. витков намотана на первичную. Один конец

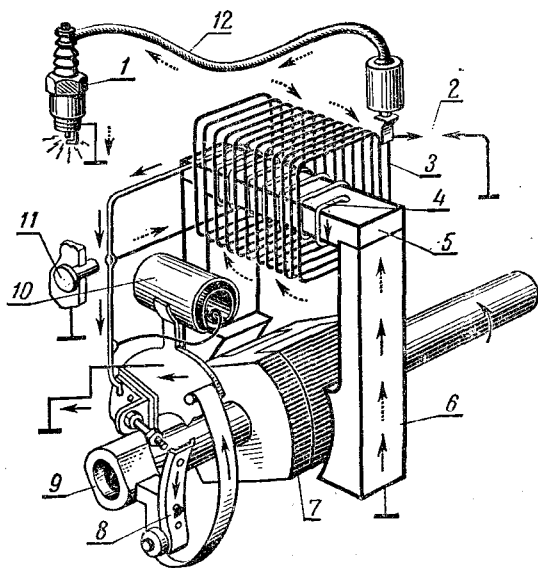


Рис. 191. Схема магнето:

1—зажигательная свеча; 2—предохранительный искровой промежуток; 3—вторичная обмотка трансформатора; 4—первичная обмотка трансформатора; 5—сердечник трансформатора; 6—стойка сердечника; 7—магнит-ротор; 8—рычажок прерывателя; 9—кулачок прерывателя; 10—конденсатор; 11—выключатель зажигания; 12—провод высокого напряжения.

вторичной обмотки соединен с первичной обмоткой и через нее с массой, а другой проводом 12 — с центральным электродом зажигательной свечи 1.

При вращении магнита-ротора 7 создается переменный магнитный поток, который проходит по стойкам 6 и сердечнику 5. Этот магнитный поток наводит в витках первичной обмотки 4 э.д.с., под действием которой в обмотке протекает переменный ток. Так как магнитный поток пересекает также и витки вторичной обмотки 3 трансформатора, то в ней индуцируется э.д.с. порядка 1500 в. Э.д.с. вторичной обмотки недостаточна для преодоления искрового промежутка между электродами свечи. Ток низкого напряжения первичной цепи создает вокруг сердечника трансформатора большой магнитный поток. Когда ток в первичной обмотке достигает наибольшей величины, кулачок 9 набегают на выступ рычажка 8 прерывателя и первичная цепь размыкается. Магнитный поток, пересекая с большой скоростью витки вторичной обмотки, индуцирует в ней э.д.с. высокого напряжения (до 24 тыс. в), и между электродами свечи 1 происходит искровой разряд, воспламеняющий рабочую смесь. Одновременно с возникновением э.д.с. во вторичной обмотке в первичной обмотке образуется э.д.с. самоиндукции, достигающая 300 в. Эта э.д.с. заряжает конденсатор, этим самым уменьшается искрение между контактами, увеличивается резкость исчезновения тока в первичной цепи и созданного им магнитного потока и повышается э.д.с. во вторичной обмотке.

С целью предохранения изоляции вторичной обмотки от пробоя при возрастании напряжения, происходящего вследствие нарушения контактов во вторичной цепи, предусмотрен искровой промежуток 2.

Для выключения зажигания служит выключатель 11, замыкающий первичную обмотку на массу.

По числу искр, вырабатываемых за один оборот ротора, различают магнето *одно-* и *двухискровые*, первые устанавливаются на одноцилиндровые, а вторые — на двухцилиндровые двигатели. Двухискровые магнето имеют распределитель — устройство для распределения тока высокого напряжения по цилиндрам двигателя.

Э.д.с. вторичной обмотки зависит от скорости вращения ротора магнето, т. е. от скорости вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому для осуществления зажигания при пуске двигателя в магнето вводят специальное устройство — *пусковой ускоритель*. Одновременно пусковой ускоритель выполняет другую роль — обеспечивает позднее зажигание при пуске двигателя. После пуска двигателя, когда действие пускового ускорителя прекращается, угол опережения зажигания остается постоянным.

Если скорость вращения ротора магнето при пуске достаточна (например, когда применяется электростартер), пусковой ускоритель исключается. Угол опережения зажигания у магнето устанавливается постоянным, а также может регулироваться вручную или автоматически, для чего служит *муфта опережения зажигания*.

## § 2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС МАГНЕТО

Рассмотрим, как влияет угол поворота ротора на магнитный поток в сердечнике трансформатора и индуцируемую им э.д.с. в первичной обмотке при разомкнутых контактах прерывателя (рис. 192).

При горизонтальном положении ротора (I) магнитный поток сердечника трансформатора достигает максимального значения. По мере поворота ротора от 0 до 90° величина магнитного потока сердечника меняется от максимума до нуля (II). По мере вращения ротора магнитный поток сердечника возрастает и достигает максимума при угле поворота ротора 180° (III). За второй полуоборот процесс изменения вели-

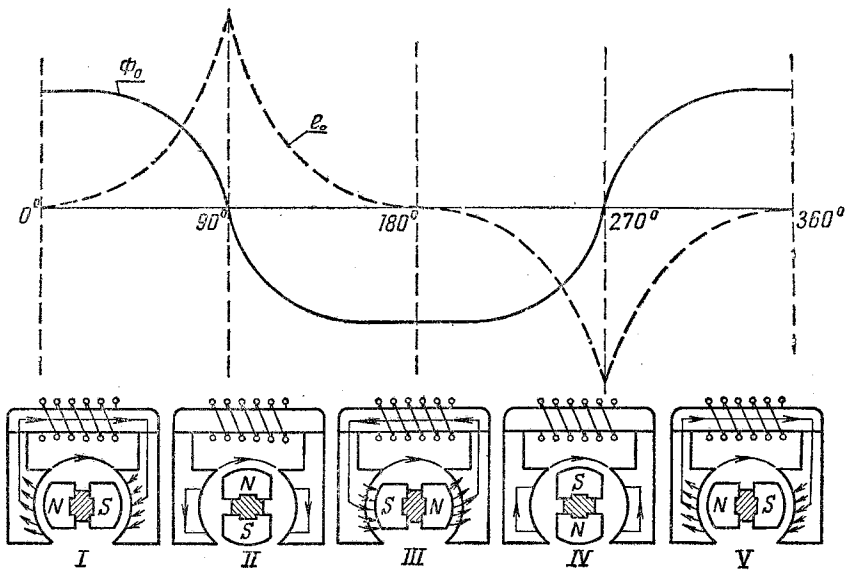


Рис. 192. График изменения магнитного потока  $\Phi_0$  в сердечнике трансформатора магнето и индуцированной в первичной обмотке э. д. с.  $e_0$  при разомкнутой первичной цепи в функции угла поворота магнита.

чины магнитного потока протекает так же, как за первый полуоборот, однако направление тока и потока обратное. Следовательно, каждую половину оборота магнитный поток  $\Phi_0$  в сердечнике трансформатора один раз уменьшается до нуля и изменяет свое направление. Скорость убывания магнитного потока сердечника достигает наибольшей величины при нейтральном положении ротора. В этот момент магнитный поток замыкается через башмаки полюсных наконечников.

В витках первичной и вторичной обмоток индуцируется э. д. с.  $e_0$ , величина которой зависит от числа витков обмотки и скорости изменения магнитного потока. Наибольшего значения э. д. с. достигает при максимальной скорости изменения магнитного потока, когда магнит устанавливается в нейтральное положение, соответствующее углам поворота  $90^\circ$  и  $270^\circ$  (II и IV). Следовательно, за один оборот магнита в первичной и вторичной обмотках трансформатора два раза индуцируется э. д. с. разного направления.

Теперь рассмотрим работу магнето, предполагая, что контакты прерывателя все время находятся в замкнутом состоянии. В этом случае в первичной цепи протекает ток, создающий вокруг витков первичной обмотки магнитный поток; складываясь с магнитным потоком ротора, он образует результирующий магнитный поток, индуцирующий в замкнутой первичной цепи э. д. с., максимальное значение которой соответствует нейтральному положению ротора ( $90^\circ$  и  $270^\circ$ ). Магнитный поток первичной обмотки, изменяясь при вращении ротора, индуцирует э. д. с. самоиндукции, которая вызывает спадание тока, поэтому максимальное значение тока будет отставать от максимального значения индуцированной э. д. с. на некоторый угол  $\alpha$  поворота ротора от его нейтрального положения.

Для получения максимального напряжения во вторичной цепи контакты прерывателя должны разомкнуться, когда значения тока и созданного им магнитного потока первичной цепи будут наибольшими, то есть при повороте ротора магнето на угол  $\alpha$  от нейтрального положения. Угол  $\alpha$  называется *абрисом магнето*.

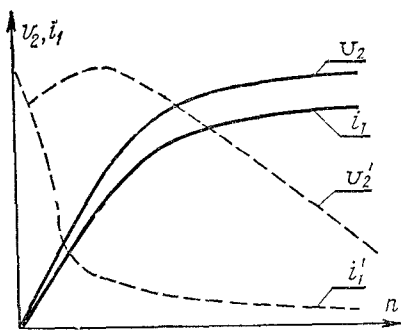


Рис. 193. Характеристики магнето и батарейного зажигания:

$U_2$  — напряжение вторичной цепи магнето;  $i_1$  — ток первичной цепи магнето;  $U_2'$  — напряжение вторичной цепи батарейного зажигания;  $i_1'$  — ток первичной цепи батарейного зажигания.

мотке пропорциональна числу оборотов ротора, а активное сопротивление первичной цепи постоянно, то ток  $i_1$  в первичной обмотке, согласно закону Ома, также пропорционален числу оборотов магнита. На кривых  $i_1$  и  $U_2$  характеристики магнето этот режим соответствует прямолинейным участкам. По мере увеличения числа оборотов ротора частота переменного тока первичной обмотки возрастает, а следовательно, увеличивается индуктивное сопротивление первичной обмотки, понижающее ток  $i_1$  в первичной обмотке и напряжение  $U_2$  вторичной цепи. При этом дальнейшее повышение числа оборотов не будет сказываться на изменении величин  $i_1$  и  $U_2$ .

Из сказанного можно сделать вывод, что магнето развивает нормальное напряжение при определенном числе оборотов; на малых оборотах двигателя напряжение вторичной цепи понижено, что затрудняет пуск двигателя.

Кривые  $i_1'$  и  $U_2'$  показывают изменение тока первичной цепи и напряжения вторичной цепи в зависимости от числа оборотов двигателя с батарейным зажиганием. Как следует из графика, ток в первичной цепи и напряжение во вторичной цепи достигают максимальных значений при более низких (в сравнении с процессом в магнето) оборотах; по мере увеличения числа оборотов ток в первичной цепи и напряжение во вторичной цепи убывают.

Таким образом, система батарейного зажигания позволяет осуществить пуск двигателя при числе оборотов, примерно в два раза меньшем, нежели при системе зажигания от магнето.

### § 3. УСТРОЙСТВО МАГНЕТО

На пусковых двигателях тракторов применяются магнето роторного типа с вращающимся магнитом и неподвижными обмотками.

Магнето М24-А1 (рис. 194) — малогабаритное, одноискровое, правого вращения. Оно состоит из корпуса 18, магнитопроводов 19, ротора, приводной муфты, трансформатора 20, крышки 1, вывода тока высокого напряжения 2, выключателя, прерывателя и конденсатора 6. Со стороны привода корпус имеет фланец 10 с овальными отверстиями под винты для крепления магнето на двигателе. Магнитопровод собран из листовой трансформаторной стали.

Ротор объединяет корпус 9, магнит 8, валик 7 и кулачок 3. Корпус изготовлен из цинкового сплава и в его отверстие вставлен магнит. Валик 7 составной, что при одних и тех же размерах ротора позволяет исполь-

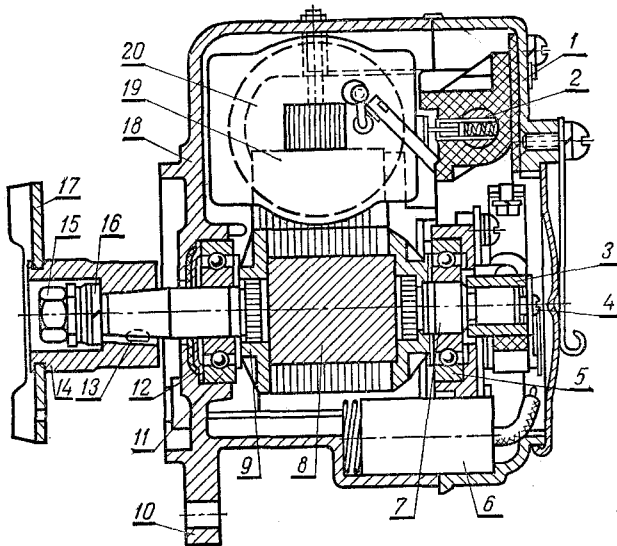


Рис. 194. Магнето М24-А1:

1 — крышка; 2 — вывод тока высокого напряжения; 3 — кулачок прерывателя; 4 — винт; 5 и 11 — шарикоподшипники; 6 — конденсатор; 7 — валик ротора; 8 — магнит ротора; 9 — корпус ротора; 10 — фланец; 12 — уплотнение; 13 — шпонка; 14 — втулка; 15 — гайка; 16 — стопорное кольцо; 17 — поводок; 18 — корпус магнето; 19 — магнитопровод; 20 — трансформатор.

зовать магнит больших размеров. Ротор установлен на двух шарикоподшипниках 5 и 11, внутренние обоймы которых напрессованы на цапфы валика, а наружные — в расточки корпуса и крышки 1. Шарикоподшипник 11 защищен уплотнением 12. На валике винтом 4 укреплен кулачок 3 прерывателя и шпонкой и гайкой — втулка 14 приводной муфты. Муфта, состоящая из втулки, поводка 17, гайки 15 и стопорного кольца 16, выступами втулки соединяется с приводной шестерней магнето на двигателе.

Трансформатор состоит из сердечника, первичной и вторичной обмоток и стоек. Сердечник выполнен из изолированных одна от другой пластин трансформаторной стали. Число витков первичной обмотки — 166, вторичной — 13 000. Один конец первичной обмотки припаян к сердечнику, а второй выведен к контакту стойки, который проводом соединен с клеммой прерывателя. Один конец вторичной обмотки припаян к концу первичной, а второй присоединен к латунной ленте; к ней же припаяна Г-образная пластина трансформатора. Между слоями обмоток помещена кабельная бумага. Обмотки для лучшей изоляции пропитаны трансформаторным маслом и защищены лентой, покрытой лаком.

В крышке 1 магнето размещены вывод тока высокого напряжения, искровой предохранитель, прерыватель и выключатель. Вывод тока высокого напряжения представляет собой скользящий контакт, стержень которого под действием пружины прижат к Г-образной пластине трансформатора. На электрод вывода тока высокого напряжения навинчен наконечник провода высокого напряжения. Промежуток между выступом крышки 1 и острием электрода вывода тока высокого напряжения служит искровым предохранителем магнето. Детали прерывателя находятся в крышке 1 корпуса магнето и закрываются специальной крышкой, удерживаемой задвижкой. Контакты прерывателя изготовлены из вольфрама, зазор между ними в момент полного замыкания должен составлять 0,25—0,35 мм. Выключатель магнето помещен на крышке 1: при нажатии на кнопку выключателя ток низкого напряжения поступает на массу, минуют контакты прерывателя.

Магнето М24-А1 устанавливается на пусковых двигателях ПД-10М тракторов ДТ-75, ДТ-75М, Т-74, Т-4А.

На тракторах Т-40 с пусковым двигателем ПД-8 применяется магнето М-130, которое в принципе аналогично магнето М24-А1, но имеет некоторые отличия в конструкции отдельных деталей и их компоновке.

На пусковых двигателях П-46 без подогревательных устройств устанавливается магнето М48-Б1, а на тех же двигателях с подогревательными устройствами — магнето М10-А. Оба магнето двухискровые, в отличие от магнето М24-А1 и М-130 имеют распределитель. Кроме того, магнето М48-Б1 снабжается муфтой опережения зажигания, а магнето М10-А — пусковым ускорителем.

#### § 4. УХОД ЗА МАГНЕТО. УСТАНОВКА ЗАЖИГАНИЯ

В конце смены магнето очищают, проверяют надежность его крепления на двигателе, осматривают состояние соединительной муфты. Периодически проверяют контакты прерывателя, при необходимости их зачищают и регулируют. Для регулировки снимают крышку прерывателя и устанавливают контакты в положение полного замыкания. Если зазор между контактами более 0,25—0,35 мм, ослабляют винт крепления стойки контакта и, поворачивая отверткой эксцентрик стойки, находят положение, соответствующее нормальному зазору между контактами, после чего затягивают винт стойки.

Установка зажигания на примере пускового двигателя ПД-10М и ПД-8 производится в такой последовательности. Вывертывают свечу зажигания и опускают в отверстие для свечи стержень до упора его в днище поршня. Вращая коленчатый вал двигателя, устанавливают поршень в в. м. т. Затем вал вращают в противоположную сторону так, чтобы стержень опустился вниз на 5,8 мм у двигателя ПД-10М и на 4,8—5,5 мм у двигателя ПД-8. В этих случаях положение коленчатого вала составляет соответственно 27 и 28—30° до в.м.т.

Снимают крышку прерывателя магнето, проверяют зазор в контактах прерывателя, после чего, вращая ротор магнето вправо (со стороны привода), устанавливают контакты на начало замыкания. При этом метки на кулачке и корпусе прерывателя должны совпасть. Затем при неизменном положении ротора ставят магнето на место, соединяют муфту с валом привода, закрепляют фланец магнето на двигателе болтами и закрывают прерыватель крышкой.

### Глава 23

## ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАРТЕРЫ

### § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Электрический стартер с механизмами привода и управления служит для вращения коленчатого вала двигателя при пуске. Электрический стартер должен развивать достаточную мощность для пуска двигателя при заданных температурных условиях; автоматически выключаться после пуска двигателя и не включаться во время его работы; создавать большой крутящий момент при возможно меньшем токе.

Механизм привода должен обеспечивать передачу крутящего момента от вала стартера после полного введения в зацепление приводной шестерни с венцом маховика двигателя, а после пуска двигателя выводить ее из зацепления во избежание разноса стартера.

Механизмы стартера должны быть просты по конструкции и надежны в работе.

Потребную мощность стартера можно приближенно определить по следующим формулам:

для карбюраторных двигателей

$$N_{\text{ст}} = (0,25 \div 0,4) V_{\text{л}} \text{ л.с.}, \quad (69)$$

для дизелей

$$N_{\text{ст}} = (1,5 \div 2) V_{\text{л}} \text{ л.с.}, \quad (70)$$

где  $V_{\text{л}}$  — литраж двигателя (верхний предел мощности стартера соответствует пуску холодного двигателя).

## § 2. КЛАССИФИКАЦИЯ СТАРТЕРОВ

Стартеры различают по типам механизмов привода и управления.

**Механизм привода** служит для сцепления шестерни стартера с венцом на маховике перед включением стартера и для ее автоматического отключения от шестерни маховика, как только двигатель начнет работать.

Различают привод механический и электромагнитный. В механическом приводе шестерня стартера вводится в зацепление с венцом на маховике усилием водителя, действующего на рычаг. Отключение стартера двигателя после того, как он начнет работать, достигается соединением вала стартера с его шестерней через муфту свободного хода или фрикционную муфту.

При электромагнитном приводе шестерня стартера вводится в зацепление с венцом на маховике рычагом, приводимым в действие электромагнитом тягового реле. Вместе с двигателем начинает работать генератор и его э.д.с. действует на выключение электромагнита приводного механизма — шестерня стартера автоматически выходит из зацепления с шестерней маховика. Электромагнитный привод исключает возможность ошибочного включения стартера при работающем двигателе, кроме того, он более компактен в сравнении с механическим.

**Механизм управления** предназначен для включения тока в цепь стартера после сцепления шестерни стартера с венцом на маховике и выключения тока в этой цепи, после того как двигатель вступит в работу.

Управление может быть непосредственным и дистанционным. При непосредственном управлении замыкание цепи стартера происходит при воздействии водителя на рычаг включения. При дистанционном управлении цепь стартера замыкается при помощи реле включения. Непосредственное управление применяется при близком взаимном расположении стартера и батареи и поста управления; в противном случае преимущества за дистанционным управлением.

## § 3. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКА СТАРТЕРА

В качестве стартеров применяются электродвигатели постоянного тока с последовательным возбуждением, то есть у них обмотка возбуждения соединена последовательно с обмоткой якоря. Электродвигатели такого типа развивают максимальный пусковой момент при торможении якоря (когда якорь неподвижен и в его обмотках э. д. с. не индуцируется). Это качество необходимо в начальный период вращения двигателя при пуске, когда момент сопротивления имеет также максимальную величину. Обмотки якоря и обмотки возбуждения стартера обладают минимальным сопротивлением, так как имеют незначительную длину и большое сечение. При включении стартера при полном торможении якоря величина пускового тока у стартера составляет 550—1100 *a*. По мере возрастания числа оборотов крутящий момент, а вместе с ним и мощность, развиваемая стартером, уменьшаются.

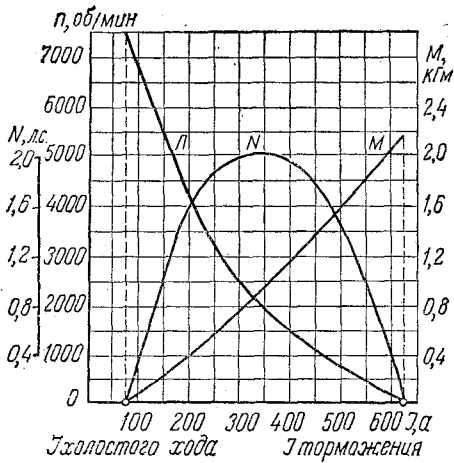


Рис. 195. Характеристика стартера.

зависимость числа оборотов, мощности и крутящего момента стартера от тока в его цепи. Как видно из характеристики, крутящий момент достигает максимума при полном торможении якоря. По мере нарастания оборотов якоря в секциях его обмотки индуктируется возрастающая по величине обратная э.д.с. и крутящий момент стартера начинает снижаться. Наибольшая мощность, развиваемая стартером, соответствует току, примерно равному половине его максимальной величины.

При холостом ходе скорость вращения якоря стартера находится в пределах 3500—7000 об/мин, а потребляемый ток будет наименьшим.

#### § 4. СТАРТЕРЫ С МЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ И НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Стартеры с механическим приводом и непосредственным управлением применяются на многих тракторах, например ДТ-75, Т-74, Т-40, Т-16М, на автомобилях ГАЗ-69, УАЗ-452 и их модификациях (стартер СТ-20).

Стартер СТ-20 (рис. 196) — четырехполюсный, четырехщеточный, с номинальным напряжением 12 в, мощностью 1,7 л. с. В стальном корпусе 1 на полюсах размещены четыре последовательно соединенные катушки 2 обмотки возбуждения из медного провода прямоугольного сечения. Якорь стартера состоит из вала 7, сердечника 4, обмотки 3 и коллектора 6. Концы обмотки 3 якоря подведены к коллектору 6 и через щетки, помещенные в щеткодержателях, соединяются с обмоткой возбуждения. Вал 7 якоря установлен в скользящих подшипниках-втулках 8 и 25 из пористой графитовой бронзы. Сцепление шестерни 22 стартера с зубчатым венцом маховика осуществляется педалью; шестерня привода снабжена муфтой свободного хода, обеспечивающей передачу усилия только в одном направлении: от стартера к маховику двигателя. Муфта свободного хода состоит из сидящей на шлицах вала якоря втулки 1 (рис. 197) с надетой на нее обоймой 4. В обойме сделаны клиновидные пазы, куда заложены ролики 5. Ролики через толкатели 8 пружинами 7 отжимаются в сторону узкой части клиновидного паза обоймы. При пуске двигателя нажимают на педаль стартера и втулка перемещается по шлицам вала — приводная шестерня 6 входит в зацепление с шестерней маховика. После сцепления приводной шестерни с зубчатым венцом маховика замыкается цепь стартера и якорь начинает вращаться, при этом ролики 5 заклиниваются между втулкой 1 и обоймой 4 и крутящий момент от шестерни 6 передается венцу маховика. Как толь-



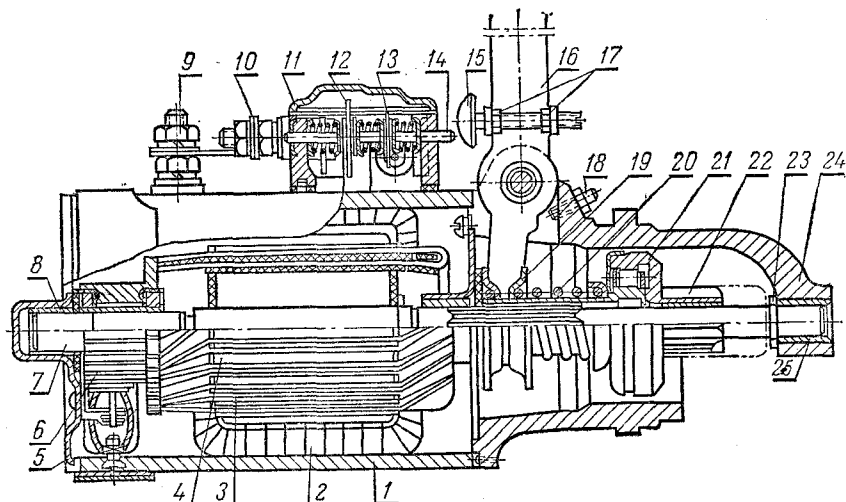


Рис. 196. Стартер СТ-20:

1 — корпус стартера; 2 — катушка обмотки возбуждения; 3 — обмотка якоря; 4 — сердечник; 5, 24 — крышки; 6 — коллектор; 7 — вал якоря; 8, 25 — втулки; 9 — зажим стартера; 10 — зажим включателя; 11 — корпус включателя; 12 — контактная шайба основных контактов; 13 — контактная шайба вспомогательных контактов; 14 — шток; 15 — толкатель; 16 — рычаг; 17 — контргайки; 18 — упорный винт; 19 — поводковая муфта; 20 — пружина привода стартера; 21 — муфта свободного хода; 22 — шестерня стартера; 23 — упорная шайба.

ко двигатель заведется и усилие будет передано в обратном направлении — от маховика к шестерне, — ролики 5 выкатываются в широкую часть пазов обоймы и вал якоря отъединяется от приводной шестерни. При отпуске педали управления рычаг под действием возвратной пружины 3 возвращается в первоначальное положение — приводная шестерня выходит из зацепления с венцом маховика и электрическая цепь стартера размыкается.

Замыкание электрической цепи стартера при пуске производится включателем типа ВК-14 (рис. 198). Он укрепляется на корпусе стартера и снабжен четырьмя зажимами. Зажимы 7 и 9 основных контактов включены в цепь стартера, зажимы 1 и 4 вспомогательных контактов соединены соответственно с зажимами ВК и ВКБ катушки зажигания. На штоке 8 помещены изолированные от него контактные шайбы 5 и 3. При включении стартера толкатель 2 рычага стартера нажимает на шток 8, контактная шайба 3 замыкает зажимы 1 и 4 вспомогательных контактов, выводя из цепи вариатор, затем шайба 5 замыкает контакты основных зажимов 9 и 7 — электрическая цепь стартера замыкается. Путь тока в цепи стартера: отрицательный зажим батареи — масса —

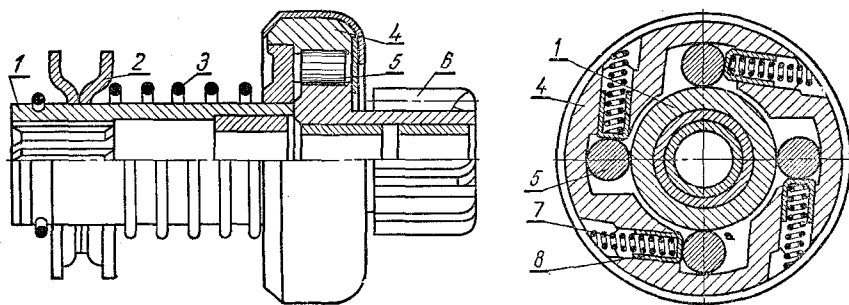


Рис. 197. Приводной механизм с муфтой свободного хода:

1 — втулка; 2 — поводковая муфта; 3, 7 — пружины; 4 — обойма; 5 — ролик; 6 — шестерня; 8 — толкатель.

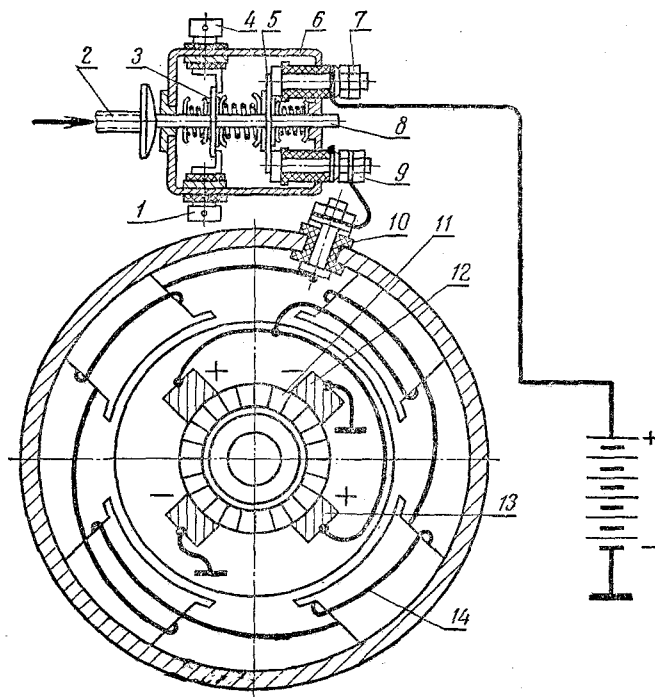


Рис. 198. Схема стартера с включателем типа ВК-14:

1, 4 — зажимы вспомогательных контактов; 2 — толкатель рычага включения стартера; 3 — контактная шайба вспомогательных контактов; 5 — контактная шайба основных контактов; 6 — корпус включателя; 7, 9 — зажимы основных контактов; 8 — шток; 10 — изолированная клемма стартера; 11 — коллектор; 12 — отрицательная щетка; 13 — положительная щетка; 14 — обмотка возбуждения.

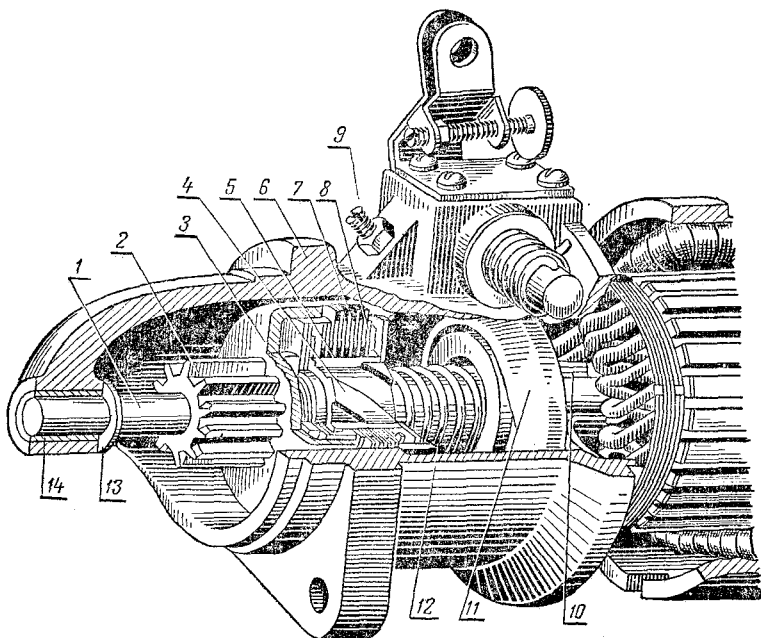


Рис. 199. Приводной механизм с фрикционной муфтой:

1 — вал; 2 — шестерня привода; 3 — обойма привода; 4 — втулка со специальной резьбой; 5 — муфта; 6 — задняя крышка; 7 — фрикционный диск с наружными выступами; 8 — фрикционный диск с внутренними выступами; 9 — регулировочный винт с контргайкой; 10, 14 — подшипники; 11 — вилка рычага отводки; 12 — пружина; 13 — шайба.

отрицательные щетки 12 — коллектор 11 — обмотка якоря — положительные щетки 13 — обмотка возбуждения 14 — зажим 10 стартера — зажим 9 выключателя — контактная шайба 5 — зажим выключателя 7 — провод — положительный зажим батареи.

Механизм привода многодисковой сухой фрикционной муфтой устроен следующим образом (рис. 199).

На шлицах вала 1 расположена втулка 4 со специальной наружной резьбой. На резьбу втулки навинчена муфта 5 с фрикционными дисками 8, внутренние выступы которых входят в пазы муфты 5. Шестерня 2 привода свободно сидит на валу стартера и выполнена заодно с обоймой 3. Во внутренних пазах обоймы помещены диски 7 с наружными выступами. При включении стартера рычаг отводки сжимает пружину 12 и перемещает втулку 4 с дисками 7 и 8 и обоймой 3 к маховику — шестерня 2 входит в зацепление с венцом маховика. Крутящий момент от вала 1 якоря стартера к приводной шестерне 2 передается через сжатые фрикционные диски. Если двигатель завелся, но педаль стартера не отпущена, шестерня привода с обоймой и фрикционными дисками, имеющими большую скорость вращения, чем вал якоря, провернут муфту 5 по резьбе втулки 4, диски 7 и 8 разъединятся и шестерня привода отключится от вала якоря.

Фрикционные муфты применены на стартерах СТ-50Б (Т-40, Т-40А), СТ-50 (ЮМЗ-6М).

### § 5. СТАРТЕРЫ С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ПРИВОДОМ И ДИСТАНЦИОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Стартеры с электромагнитным приводом и дистанционным управлением устанавливаются на ряде тракторов и автомобилей: ЗИЛ-130 (СТ-130); ГАЗ-53А, ГАЗ-66 (СТ-130Б); УАЗ-451, ГАЗ-21 «Волга» (СТ-113, СТ-21), «Москвич-408» (СТ4-А), МТЗ-50 (СТ-212), К-700, МАЗ (СТ-103) и некоторых других.

Стартер СТ-130 (рис. 200) представляет собой четырехполюсный, четырехщеточный электродвигатель постоянного тока с последовательным возбуждением, рассчитанный на напряжение 12 в, мощностью 1,4 л. с. Якорь стартера состоит из вала, сердечника, обмотки и коллектора. Вал якоря установлен в трех бронзографитовых втулках, размещенных в крышках корпуса и на промежуточной опоре. На крышке до стороны коллектора находятся четыре щеткодержателя со щетками и пружинами. В корпусе укреплено четыре полюсных башмака с обмотками

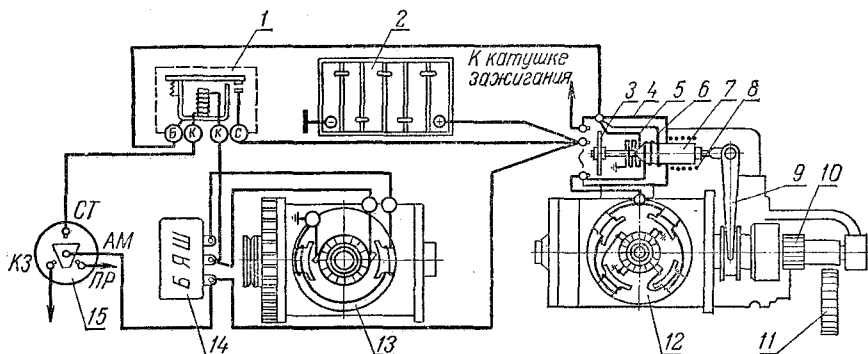


Рис. 200. Схема включения стартера СТ-130:

1 — реле включения; 2 — аккумуляторная батарея; 3 — контактный диск; 4 — тяговое реле; 5 — удерживающая обмотка; 6 — втягивающая обмотка; 7 — якорь тягового реле; 8 — возвратная пружина; 9 — рычаг; 10 — шестерня стартера; 11 — шестерня маховика; 12 — стартер; 13 — генератор; 14 — реле-регулятор; 15 — выключатель зажигания; КЗ, ПР, АМ, СТ — зажимы выключателя зажигания; Б, Я, Ш — зажимы реле-регулятора; Б, К, С — зажимы реле включения.

возбуждения; сверху закреплено тяговое реле РС-130 с реле включения.

Тяговое реле 4 служит для введения шестерни стартера в зацепление с венцом маховика и включения рабочего тока в цепь стартера. Оно состоит из латунной втулки, на которую намотаны втягивающая 6 и удерживающая 5 обмотки, магнитопровода, стального якорька 7 с возвратной пружиной 8, контактного диска 3, контактов и зажимов. Один конец обмоток 5 и 6 припаян к болту, присоединенному к зажиму *Б* реле включения. Второй конец втягивающей обмотки 6 припаян к болту, соединенному со стартером, а удерживающей 5 — к массе. Магнитные потоки обмоток 5 и 6 имеют одинаковое направление.

Реле включения 1 служит для включения тока в обмотки тягового реле при пуске двигателя и автоматического выключения стартера после того, как двигатель заведется.

Реле включения состоит из сердечника с обмоткой, якорька с пластиной, ярма и соединительных зажимов.

При установке ключа выключателя зажигания 15 в положение пуска двигателя в цепи обмотки реле включения протекает ток: положительный зажим батареи — зажим тягового реле — зажим *Б* реле-регулятора — зажим *СТ* выключателя зажигания — зажим *К* реле — обмотка реле — второй зажим *К* реле включения — зажим *Я* реле-регулятора — обмотка якоря генератора 13 — масса — отрицательный зажим батареи.

Сердечник реле включения намагничивается, его контакты замыкаются и в цепь тягового реле поступает ток: положительный зажим батареи — зажим *С* — замкнутые контакты — якорек — ярмо — зажим *Б* реле включения 1 — зажим тягового реле 4. Далее ток протекает по двум параллельным ветвям: 1) втягивающая обмотка 6 — зажим тягового реле 4 — зажим стартера 12 — обмотка возбуждения — положительные щетки — обмотка якоря — отрицательные щетки стартера; 2) зажим тягового реле — удерживающая обмотка 5. Затем ток обеих ветвей проходит по массе к отрицательному зажиму батареи 2.

При прохождении тока к обмоткам 5 и 6 тягового реле якорек 7 втягивается внутрь магнитопровода и рычагом 9 вводит шестерню 10 стартера в зацепление с шестерней 11 маховика. Контактный диск 3 замыкает цепь стартера и батареи, и в нее поступает рабочий ток; одновременно диск 3 выключает из цепи втягивающую обмотку 6 и добавочное сопротивление (вариатор) катушки зажигания. При замыкании диском основных зажимов тягового реле якорек 7 удерживается обмоткой 5, так как по втягивающей обмотке 6 ток не идет. Стартер вращает двигатель с требуемыми пусковыми оборотами. Как только двигатель заведется, водитель устанавливает ключ в положение «зажигание включено», цепь тока, проходящего через реле включения, прерывается, контакты реле разъединяются. Ток при этом не поступает в тяговое реле, и якорек 7 под действием возвратной пружины 8 занимает исходное положение (как показано на рисунке), шестерня 10 стартера выходит из зацепления с венцом 11 маховика; одновременно контактный диск 3 выключает цепь стартера.

Если после того, как двигатель будет заведен, водитель не установит ключ в требуемое положение, то шестерня стартера отключится автоматически. Это произойдет по той причине, что во время работы двигателя обмотка реле включения будет находиться под действием разности э. д. с. батареи и генератора. По мере увеличения числа оборотов двигателя разность э. д. с. уменьшается, а вместе с ней и ток в обмотке реле включения. В результате этого контакты реле размыкаются и якорек под действием возвратной пружины выводит шестерню привода из зацепления с венцом на маховике.

## § 6. УХОД ЗА СТАРТЕРАМИ

В процессе эксплуатации стартера необходимо выполнять следующие операции по уходу за ним.

Проверять состояние и надежность контактов. Содержать стартер в чистоте, так как попадание пыли и грязи на крышку стартера со стороны коллектора может вызвать замыкание щеткодержателей на массу. Не допускать попадания воды, масла или топлива на поверхность стартера.

Чтобы избежать нарушения зацепления шестерни привода с венцом маховика, надо проверять крепление стартера к картеру маховика и затяжку стяжных шпилек.

Периодически снимать ленты щеточных люков и проверять состояние щеток, щеткодержателей и коллектора. Удалять сжатым воздухом пыль и грязь, попавшие на коллектор, щетки и крышки.

Нагар, обнаруженный на щетках и коллекторе, удаляют шкуркой 00 с последующей продувкой чистым воздухом. Щетки в щеткодержателях должны двигаться свободно, без заеданий.

Проверить пружинным динамометром давление щеток на коллектор. Усилие измеряют в момент отрыва конца пружины от тела щетки; оно должно находиться в пределах, устанавливаемых заводом для данного стартера (например, для стартера СТ-50Б — 700 — 1000 Г). Давление ниже рекомендуемого приводит к искрению под щетками, подгоранию коллекторных пластин и потерям мощности стартера. С другой стороны, давление щеток выше установленной нормы приводит к их преждевременному износу. При износе щеток их заменяют только щетками соответствующей марки.

Периодически проверять состояние соединений, клемм и контактов включателя (или реле включения и тягового реле). Пыль и грязь удаляют сжатым воздухом. Нагар на контактах счищают напильником с мелкой насечкой. Периодически стартеры регулируют, проверяют, а также испытывают на холостом ходу и под нагрузкой.

## Глава 24

### ОСВЕТИТЕЛЬНЫЕ И СВЕТОСИГНАЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ, ЗВУКОВЫЕ СИГНАЛЫ И ДРУГИЕ ПОТРЕБИТЕЛИ

#### § 1. ОСВЕТИТЕЛЬНЫЕ И СВЕТОСИГНАЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Осветительные и светосигнальные приборы тракторов и автомобилей подразделяются на две группы: внешние и вспомогательные.

К первой группе относятся фары всех типов, сигнальные указатели поворотов и обгона, габаритные фонари, фонари заднего номерного знака, стоп-сигнала и т. д.

Во вторую группу входят плафоны и фонари освещения кабины, контрольные и индикаторные лампы. Место установки и назначение каждого из световых и светосигнальных приборов строго определены.

**Электрические лампы накаливания** (рис. 201, а, б) используются в осветительной и светосигнальной аппаратуре тракторов и автомобилей в качестве источников света. Их конструкции, размеры, электрические и светотехнические характеристики весьма разнообразны.

Электрические лампы накаливания состоят из стеклянной колбы 1, спирали 2, электродов 3, цоколя 4 и некоторых других элементов. В стеклянную колбу 1 накачивают инертный газ (газонаполненные лампы) или удаляют из нее воздух (вакуумные лампы).

Лампы накаливания с одной спиралью (нитью) называют одноцветными (рис. 201, а), а с двумя — двухцветными (рис. 201, б).

В зависимости от назначения лампы накаливания подразделяются на фарные, внутреннего освещения, габаритного света и заднего фонаря.

Фары, применяемые на тракторах и автомобилях, одинаковы по принципу действия, а по конструкции и основным параметрам имеют некоторые различия.

Автомобильные фары должны хорошо и равномерно освещать всю ширину дороги вместе с обочинами на расстоянии 100 м при дальнем и не менее 30 м при ближнем свете.

Тракторные фары с учетом меньшей скорости движения тракторов рассчитаны на небольшую по сравнению с автомобильными дальность освещения.

Основной узел фары (рис. 201, в) — оптический элемент — состоит из отражателя 4, светорассеивающего стекла (рассеивателя) 10 и патрона 6 с лампой 5. Оптический элемент устанавливается в корпусе 3 фары и закрепляется ободком 1 с уплотнительной прокладкой. Отражатель 4 фары изготовляется из листовой стали. Зеркальная поверхность отражателя воспринимает большую часть светового потока лампы накаливания и отражает его в виде узкого светового пучка. Рассеиватель 10 защищает оптический элемент фары и благодаря специально обработанной внутренней поверхности создает равномерное освещение пути машины. Фары изготовляют пылевлагопроницаемыми.

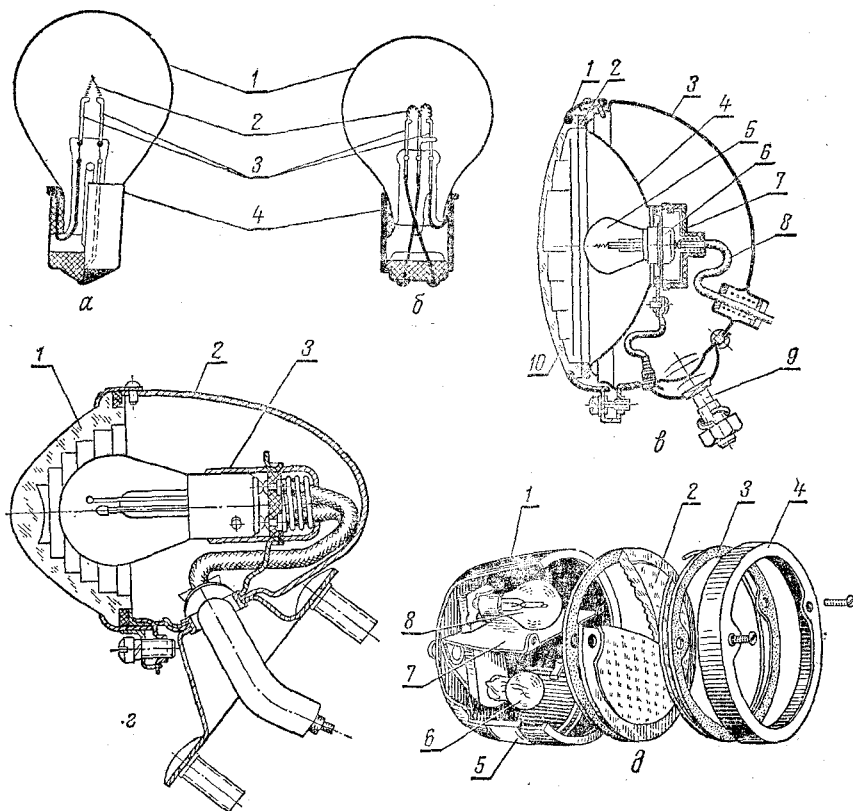


Рис. 201. Осветительные и светосигнальные приборы:

а — лампа одноцветная; б — лампа двухцветная; 1 — колба; 2 — спираль накала; 3 — электрод; 4 — цоколь; в — фара ФГ-300; 1 — ободок; 2 — прокладка; 3 — корпус; 4 — отражатель; 5 — лампа; 6 — патрон; 7 — колпачок; 8 — провод; 9 — установочный болт; 10 — рассеиватель; з — передний габаритный фонарь (подфарник): 1 — стекло; 2 — корпус; 3 — патрон с лампой; д — задний фонарь: 1 — корпус; 2 — рассеиватель красного цвета; 3 — прокладка; 4 — ободок; 5 — рассеиватель белого цвета; 6 — лампа освещения номерного знака; 7 — перегородка; 8 — лампа стоп-сигнала.

Конструкция фар позволяет регулировать направление и конфигурацию световых пучков. При этом нужно исходить не только из соображений создания наилучших условий освещения, но и учитывать то обстоятельство, что свет фар не должен ослеплять водителей встречного транспорта и пешеходов.

Регулировку света фар производят в соответствии с инструкцией по эксплуатации данной машины.

**Передние фары** (рис. 201, *з*) устанавливаются впереди на крыльях или в гнездах облицовки машины и используются для обозначения габаритов автомобиля (трактора) и в качестве мигающих указателей поворота. Они должны обеспечивать видимость габаритного света ночью на расстоянии не менее 100 м и мигающего сигнала поворота в любое время суток до 35 м.

**Задние фары и указатели поворота** (рис. 201, *д*) служат для освещения заднего номерного знака, подачи стоп-сигнала или сигнала поворота. Одновременно они обозначают габариты машины.

Освещение номерного знака производится через прозрачный бесцветный рассеиватель, свет стоп-сигнала и указателя габаритов проходит через рассеиватель красного цвета.

**Плафоны** служат для внутреннего освещения кузова легкового автомобиля, кабины трактора и грузового автомобиля. В них используются рассеиватели из матового, опалового стекла или из пластмассы и односветные лампы накаливания.

**Подкапотный фонарь** применяют для освещения двигателя во время технического обслуживания и осмотров. Односветная лампа такого фонаря закрыта защитным колпачком, поворачивая который можно изменять направление светового пучка.

**Переносная лампа** используется при устранении неисправностей, техническом обслуживании, осмотрах, если общего освещения недостаточно.

**Контрольные лампы** со светофильтрами красного, синего и зеленого цветов сигнализируют о включении дальнего света, указателя поворота, зажигания, электродвигателя отопителя, стоп-сигнала, о разрядке аккумуляторной батареи, перегреве двигателя и т. д. Они установлены на щитке контрольных приборов. Здесь же расположены специальные лампы освещения щитка контрольных приборов.

## § 2. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ЗВУКОВЫЕ СИГНАЛЫ

На всех тракторах и автомобилях применяются электрические звуковые сигналы постоянного тока, шумовые, с электромагнитной вибрационной системой, имеющие основную частоту звучания 220—400 гц. Звуковой сигнал СГ-65 (рис. 202) состоит из корпуса 11, Ш-образного сердечника 1 с обмоткой, стальной мембраны 6, штока 10, оберточного диска 7, якоря 5 и контактов 8 и 9 прерывателя. Обмотка электромагнита подключена к батарее через кнопку включения 4.

При нажатии на кнопку образуется электрическая цепь: ток от батареи через кнопку и контакты прерывателя идет в обмотку сердечника. Намагничиваясь, сердечник притягивает якорь 5, который через шток 10

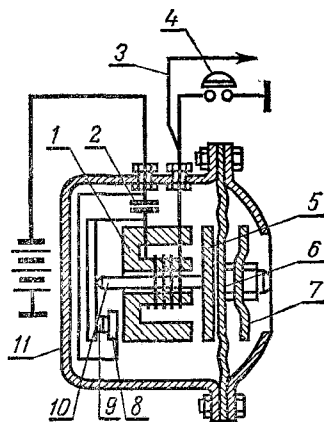


Рис. 202. Звуковой электрический сигнал:

- 1 — сердечник с обмоткой;
- 2 — конденсатор;
- 3 — провод к кнопке сигнала прицепа;
- 4 — кнопка сигнала;
- 5 — якорек;
- 6 — мембрана;
- 7 — оберточный диск;
- 8 и 9 — контакты;
- 10 — шток;
- 11 — корпус.

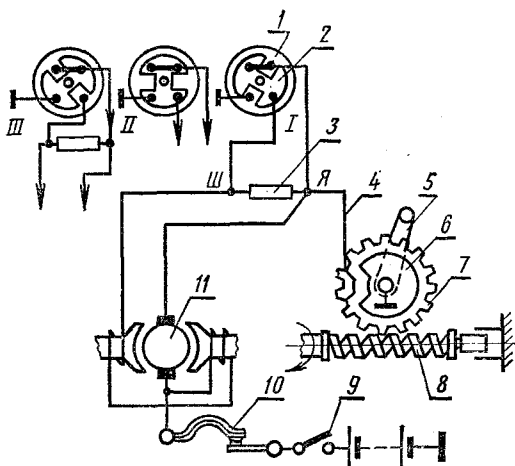


Рис. 203. Стеклоочиститель:

1 — переключатель; 2 — контактный диск переключателя; 3 — добавочное сопротивление; 4 — подвижная пластина концевой выключателя; 5 — кривошип; 6 — контактный диск концевой выключателя; 7 — шестерня; 8 — червяк; 9 — выключатель зажигания; 10 — предохранитель; 11 — электродвигатель; I, II, III — переключатель в положениях (соответственно) стоп, малая скорость и большая скорость.

действует на мембрану 6 и прогибает ее. При этом шток размыкает контакты 8 и 9 и сердечник размагничивается, мембрана в силу упругости возвращается в начальное положение, контакты 8 и 9 замыкаются вновь и весь процесс повторяется. Таким образом, пока кнопка включения нажата, мембрана 6 вместе с обертонным диском 7 непрерывно вибрирует, создавая звуковые колебания.

### § 3. СТЕКЛООЧИСТИТЕЛИ

Стеклоочиститель состоит из электродвигателя 11 (рис. 203) параллельного возбуждения, червячного редуктора, концевой выключателя с контактным диском 6 и подвижной пластиной 4, рычажной системы, щеток, биметаллического предохранителя 10 и переключателя 1 с контактным диском 2.

При включении стеклоочистителя — это осуществляется переключателем 1 — вращение якоря электродвигателя через карданный валик передается червяку 8 редуктора. В зацеплении с червяком находится шестерня 7, ось которой через кривошип 5 приводит в действие рычажную систему, сообщающую возвратно-поступательное движение щеткам стеклоочистителя. После выключения переключателя (положение I) щетки продолжают движение до прихода в свои крайние положения, после чего концевой выключатель, работающий параллельно основному переключателю, при помощи диска 6 и контакта размыкает цепь стеклоочистителя. Скорость движения щеток определяется положением переключателя 1.

Для работы на малой скорости переключатель 1 устанавливают в положение II, при котором ток в обмотку возбуждения электродвигателя 11 идет, минуя добавочное сопротивление 3. Для движения щеток с большей скоростью переключатель переводят в положение III, тем самым вводя в цепь обмотки возбуждения электродвигателя добавочное сопротивление 3.

## Глава 25

### КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА

#### § 1. КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Контрольно-измерительные приборы предназначаются для контроля работы трактора или автомобиля, его отдельных систем и агрегатов.

В ряде случаев взамен контрольно-измерительных приборов применяются сигнализирующие устройства, предупреждающие водителя о нарушениях режима работы отдельной системы или механизма (звуковой сигнализатор перегрева двигателя воздушного охлаждения, световые сигнализаторы давления масла в системе смазки, заряда и разряда аккумуляторной батареи и т. д.).



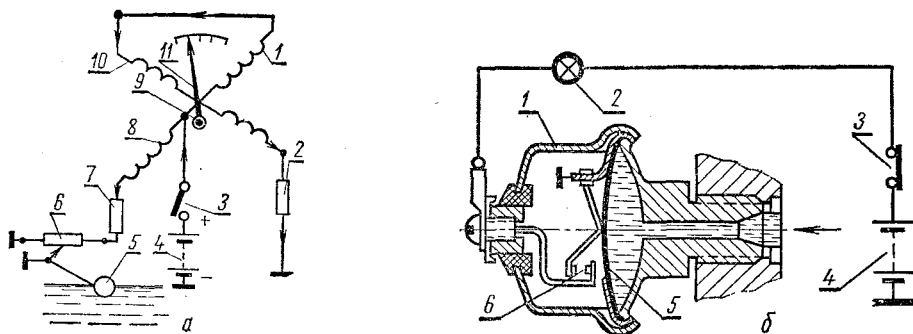


Рис. 204. Контрольно-измерительные приборы:

*a* — схема указателя уровня топлива; 1, 8, 10 — обмотки; 2, 7 — сопротивления; 3 — выключатель зажигания; 4 — аккумуляторная батарея; 5 — поплавок; 6 — датчик-реостат; 9 — постоянный магнит; 11 — стрелка; *б* — схема контроля давления масла в системе смазки двигателя; 1 — датчик; 2 — контрольная лампа; 3 — выключатель зажигания; 4 — аккумуляторная батарея; 5 — диафрагма; 6 — контакты.

По принципу действия все контрольно-измерительные приборы тракторов и автомобилей составляют три основные группы: термовибрационные, электромагнитные и индукционные.

**Указатель уровня топлива** (рис. 204, *a*) магнитоэлектрического типа объединяет собственно указатель, расположенный на щитке приборов, и датчик, размещенный в топливном баке. Указатель прибора состоит из обмоток 1, 8, 10, намотанных под прямым углом на пластмассовом каркасе, и подвижного постоянного магнита 9, укрепленного на оси стрелки 11. Каркас с катушками и магнитом защищен экраном от воздействия посторонних магнитных полей.

Спротивление в цепи прибора изменяется в зависимости от уровня топлива в баке, так как подвижный контакт реостата 6 связан с рычагом поплавка, помещенного в баке. В цепь катушки 10 включено добавочное сопротивление для ограничения тока в катушке и предупреждения ее перегрева при включении реостата на малое сопротивление.

При этом соответственно меняется ток в катушке 10 и ее магнитный поток. Ток и магнитные потоки в катушках 1 и 8 при этом остаются неизменными. Магнитные потоки катушек 1 и 8 направлены встречно, поэтому их результирующий поток будет определяться током в катушке 10. Постоянный магнит, взаимодействуя с результирующим магнитным потоком, поворачивает стрелку прибора на угол, зависящий от сопротивления датчика и, следовательно, от уровня топлива в баке.

**В указателе температуры охлаждающей жидкости** измерительная схема та же, что и в указателе уровня топлива. Датчиком этого прибора служит термистор — полупроводник, на сопротивление которого оказывает большое влияние температура: с повышением температуры его сопротивление резко падает, и наоборот.

**Контрольная лампа указателя давления масла** (рис. 204, *б*), расположенная на щитке приборов, загорается при падении давления масла в системе смазки двигателя до  $0,7 \text{ кг/см}^2$ . При нормальном давлении масла в системе (выше  $0,7 \text{ кг/см}^2$ ) диафрагма 5, выгибаясь в направлении давления масла (показано стрелкой), держит контакты 6 и цепь лампы 2 разомкнутыми. При падении давления масла контакты 6 замыкаются и контрольная лампа 2 загорается.

## § 2. ГЛАВНЫЙ И НОЖНОЙ ПЕРЕКЛЮЧАТЕЛИ СВЕТА, ВКЛЮЧАТЕЛЬ СТОП-СИГНАЛА

**Главный переключатель света** служит для включения и выключения приборов наружного освещения и ламп щитка приборов. В стальном корпусе помещена каретка 9 (рис. 205), соединенная штоком 12 с кнопкой

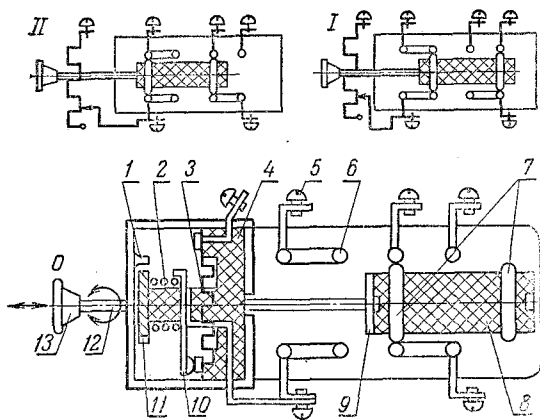


Рис. 205. Главный переключатель света:

1 — ограничитель поворота движка реостата; 2 — пружина; 3 — спираль реостата; 4 — изолятор спирали реостата; 5 — зажим; 6 — контакты; 7 — контактные пластины; 8 — пластмассовая колодка; 9 — каретка; 10 — движок реостата; 11 — изоляционная втулка с шипом; 12 — шток; 13 — кнопка.

ного знака, лампы габаритных задних фонарей и подфарников и, в зависимости от положения ножного переключателя света, габаритные лампы подфарников или нити ближнего света ламп фар.

При положении II кнопки включаются лампы габаритных задних фонарей, лампа освещения номерного знака и, в зависимости от положения ножного переключателя света, нити ближнего или дальнего света ламп фар.

Переход от света подфарников на ближний свет фар при положении I кнопки главного переключателя света и с ближнего света фар на дальний при положении II кнопки осуществляется ножным переключателем света.

**Включатель стоп-сигнала** (рис. 206) включает лампы стоп-сигнала задних фонарей при торможении автомобиля. При нажатии на педаль тормоза давление жидкости (у автомобилей с гидравлическим приводом тормозов) действует на резиновую диафрагму 5, которая через контактную шайбу 4, сжимая пружину 3, замыкает контакты включателя, и в цепь лампы 7 стоп-сигнала подается ток.

Работа включателя стоп-сигнала автомобилей и тракторов-тягачей с пневматическим приводом тормозов аналогична описанной выше, с той лишь разницей, что на его диафрагму передается давление сжатого воздуха. На колесных универсальных тракторах применяются включатели стоп-сигнала с механическим приводом: контакты включателя замыкаются под действием рычажной системы, соединенной с тормозной педалью.

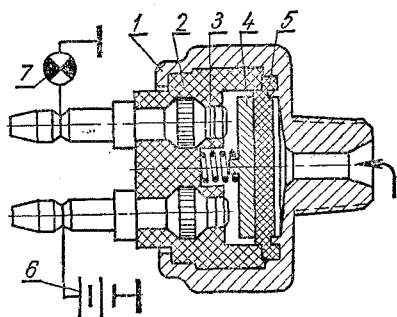


Рис. 206. Включатель стоп-сигнала:

1 — корпус; 2 — изолятор с зажимом; 3 — пружина; 4 — контактная шайба; 5 — диафрагма; 6 — аккумуляторная батарея; 7 — лампа стоп-сигнала.

13. Каретка 9 пластмассовая, имеет две контактные пластины 7, фиксируемые шариковыми стопорами в трех положениях, замыкающих контакты 6. На кронштейне корпуса переключателя размещен реостат (сопротивление 12 ом), состоящий из изолятора 4, спирали 3 и контактного движка 10, пружины 2 и изоляционной втулки 11. Контактные пластины устанавливаются в три положения: 0 — потребители отключены; I — при движении по хорошо освещенным улицам и дорогам; II — при движении по мало освещенным улицам и дорогам. При положении I кнопки включены лампы освещения номерного знака, лампы габаритных задних фонарей и подфарников и, в зависимости от положения ножного переключателя света, габаритные лампы подфарников или нити ближнего света ламп фар.

РАЗДЕЛ СЕДЬМОЙ  
ПУСК ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава 26  
СИСТЕМА ПУСКА ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. СИСТЕМА ПУСКА

Для пуска двигателя внутреннего сгорания его коленчатому валу необходимо сообщить некоторое число оборотов, обеспечивающее смесеобразование, заполнение цилиндров свежим зарядом, сжатие и воспламенение смеси.

Минимальное число оборотов коленчатого вала, при котором происходит пуск двигателя, называется *пусковым числом оборотов*.

При вращении коленчатого вала в период пуска требуются большие усилия, чтобы преодолеть сопротивление сжимаемого заряда, а также сопротивления, вызываемые трением между движущимися деталями и работой всех механизмов и систем двигателя.

Кроме того, значительные усилия необходимы для разгона движущихся масс двигателя (от состояния покоя до пускового числа оборотов).

Усилие, достаточное для пуска двигателя, не является постоянным, и одним из факторов, влияющих на его величину, является тепловое состояние двигателя. При низкой температуре двигателя это усилие возрастает вследствие увеличения вязкости масла. Из-за более высокой степени сжатия дизелей пусковое усилие для них значительно выше, чем для карбюраторных двигателей равной мощности.

Пусковое число оборотов у карбюраторных двигателей при температуре воздуха от 0 до  $-20^{\circ}\text{C}$  должно быть не менее 40—50 в минуту, а у дизелей — при температуре воздуха от 0 до  $-5^{\circ}\text{C}$  150—250 в минуту. При меньших числах оборотов пуск двигателей затрудняется, так как медленное протекание процесса сжатия сопровождается повышением теплоотдачи стенкам и головке цилиндров, и происходит утечка заряда через неплотности; по этим причинам уменьшаются давление и температура заряда в конце сжатия.

Для осуществления быстрого и надежного пуска двигателя применяются специальные механизмы и устройства, составляющие систему пуска.

Различают следующие способы пуска двигателей:

- 1) пуск от руки;
- 2) пуск электрическим стартером;
- 3) пуск вспомогательным бензиновым двигателем.

**Пуск от руки.** При этом способе пуска коленчатый вал двигателя приводится в движение мускульной силой человека. Водитель проворачивает коленчатый вал, прикладывая усилие к пусковой рукоятке, палец которой сцепляется с храповиком на носке коленчатого вала, или при помощи шнура, наматываемого на маховик (двигатель ПД-10М). Пуск от руки применяется у карбюраторных двигателей.

**Пуск электрическим стартером** — наиболее распространенный способ. Он применяется у всех автомобильных двигателей, у многих тракторных дизелей и у пусковых двигателей дизелей.

Простейшая схема системы пуска электрическим стартером показана на рисунке 207.

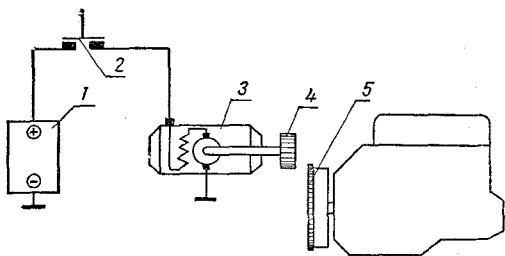


Рис. 207. Простейшая схема пуска электрическим стартером:

1 — аккумуляторная батарея; 2 — включатель; 3 — электрический стартер; 4 — шестерня стартера; 5 — маховик двигателя с зубчатым венцом.

Электрический стартер 3 питается от аккумуляторной батареи 1 током низкого напряжения. В период пуска шестерня 4 стартера входит в зацепление с зубчатым венцом 5 маховика двигателя. Передаточное число между шестерней стартера и венцом маховика подбирается с таким расчетом, чтобы сообщить коленчатому валу необходимое для пуска число оборотов. Стартер включается на период пуска и выключается после пуска специ-

альным механизмом. Устройство стартеров и их приводов было описано в главе 23.

Двигатели, оборудованные электрическим стартером, имеют, кроме того, пусковую рукоятку. Ею пользуются для проворачивания вала перед пуском холодного двигателя и при проведении технического ухода. У карбюраторных двигателей и у дизелей малой мощности пусковая рукоятка служит резервным средством пуска, когда разряжена аккумуляторная батарея или неисправен стартер.

Система пуска вспомогательным бензиновым двигателем применена у тракторных дизелей Д-50Л, Д-37М, СМД-14, АМ-01, АМ-41, Д-108 и Д-130. Для передачи вращения от вала пускового двигателя к валу дизеля в систему пуска включена силовая передача. Когда дизель начинает работать, пусковой двигатель вместе с силовой передачей автоматически отъединяются от вала дизеля. Для облегчения пуска дизеля водяные системы охлаждения пускового двигателя и дизеля связаны между собой, что обеспечивает прогрев дизеля.

Система пуска с помощью пускового двигателя надежно работает при любых температурных условиях, но обслуживание ее и операции при пуске сложнее, чем при пуске электрическим стартером.

При пуске дизелей электрическим стартером или вспомогательным бензиновым двигателем в систему пуска дизелей иногда включается декомпрессионный механизм (см. § 4 главы 8).

## § 2. ПОДОГРЕВАТЕЛИ

У некоторых двигателей для облегчения пуска при низкой температуре окружающего воздуха установлены подогреватели. Они подогревают воздух, поступающий в цилиндры двигателя, или охлаждающую жидкость и масло в системах охлаждения и смазки.

Подогреватели воздуха, поступающего в цилиндр, установлены на дизелях Д-21, Д-50, СМД-14, Д-37М и Д-108. Подогреватель воздуха дизеля Д-50 наиболее прост по устройству. Он представляет собой двухпроводную неразборную свечу накаливания, устанавливаемую в каждую вихревую камеру дизеля.

Последовательно со свечами накаливания соединен контрольный элемент, установленный на щитке приборов. По накалу спирали контрольного элемента определяют степень накала спиралей свечей.

Подогреватель воздуха дизеля СМД-14 электрофакельный. Его работа основана на получении во впускном трубопроводе дизеля факела пламени, возникающего в результате сгорания жидкого топлива, подаваемого струей на раскаленную спираль накаливания. Горячие газы, образующиеся при этом, нагревают засасываемый в цилиндры дизеля воздух и ускоряют прогрев впускных каналов головки цилиндров.

Подогреватель (рис. 208) устроен и работает следующим образом. При прокачке топливной системы насосом ручной подкачки топливо из фильтра по трубке и полуму болту 2 поступает в полость 3 крышки и заполняет ее. Избыток топлива через второй болт 12 и трубку сливается наружу. В крышку и корпус подогревателя ввернут корпус 11 клапана 4. При нажатии на колпачок 1 клапан 4 открывает отверстие, по которому топливо стекает в чашечку 10. В боковых стенках чашечки сделаны равномерно расположенные прорезы для подвода воздуха и выхода пламени.

Электрический ток для накала спирали 8 подводится через контактный болт 5 и стержень 6. Нижний конец спирали 8 соединен со стержнем 6, а верхний — с контактом 7, ввернутым в корпус подогревателя.

После заполнения полости 3 топливом включают спираль 8 и, когда она накалится, начинают прокручивать дизель. При этом нажимают на колпачок 1 в течение 8—10 сек. За это время все топливо, запасенное в полости крышки, стекает в чашечку 10, испаряется и, смешиваясь с потоком всасываемого воздуха, воспламеняется. В результате образуется устойчивый факел пламени, который обеспечивает нагрев воздуха.

Для определения степени накала спирали подогревателя на щитке приборов устанавливается контрольная спираль, включаемая в электрическую цепь последовательно со спиралью подогревателя.

У дизеля Д-37М подогреватель воздуха отличается от описанного выше только тем, что в нем применен электромагнит, который включает подачу топлива к спирали, когда спираль включают в электрическую цепь.

Подогреватель охлаждающей жидкости и масла двигателя ЗИЛ-130 жидкостного типа. В камеру сгорания неразборного котла 7 (рис. 209), постоянно включенного в систему охлаждения двигателя, из бачка 19 подается бензин. Регулятор 18 и электромагнитный клапан 17 обеспечивают равномерную и в определенном количестве подачу бензина, чтобы процесс его сгорания проходил без дыма и копоти. Воздух в камеру сгорания котла 7 подается вентилятором 2 по шлангу 3.

Первоначальное воспламенение смеси производится свечой 6, которая выключается, как только в камере возникнет устойчивое горение, и последующее воспламенение смеси происходит от образовавшегося пламени.

По накалу контрольной спирали 24, установленной на пульте 22, можно судить о накале свечи 6.

Горячие газы, образовавшиеся в результате сгорания бензина, подогревают жидкость, которую заливают в котел через воронку 1 в количестве 2 л. По прошествии 1—2 мин после пуска подогревателя нужно через воронку 1 залить дополнительно в двигатель 8 л охлаждающей жидкости и закрыть пробку воронки. Нагретая жидкость по трубо-

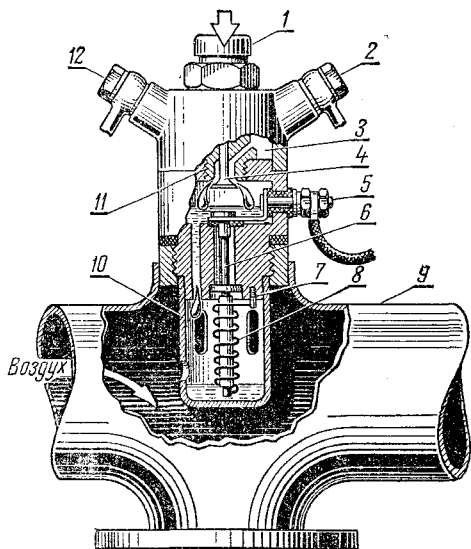


Рис. 208. Электрофакельный подогреватель воздуха дизеля СМД-14:

1 — колпачок; 2, 12 — болты со сверлениями; 3 — полость в крышке; 4 — клапан; 5 — контактный болт; 6 — стержень; 7 — контакт; 8 — спираль; 9 — впускной трубопровод; 10 — чашечка; 11 — корпус клапана.

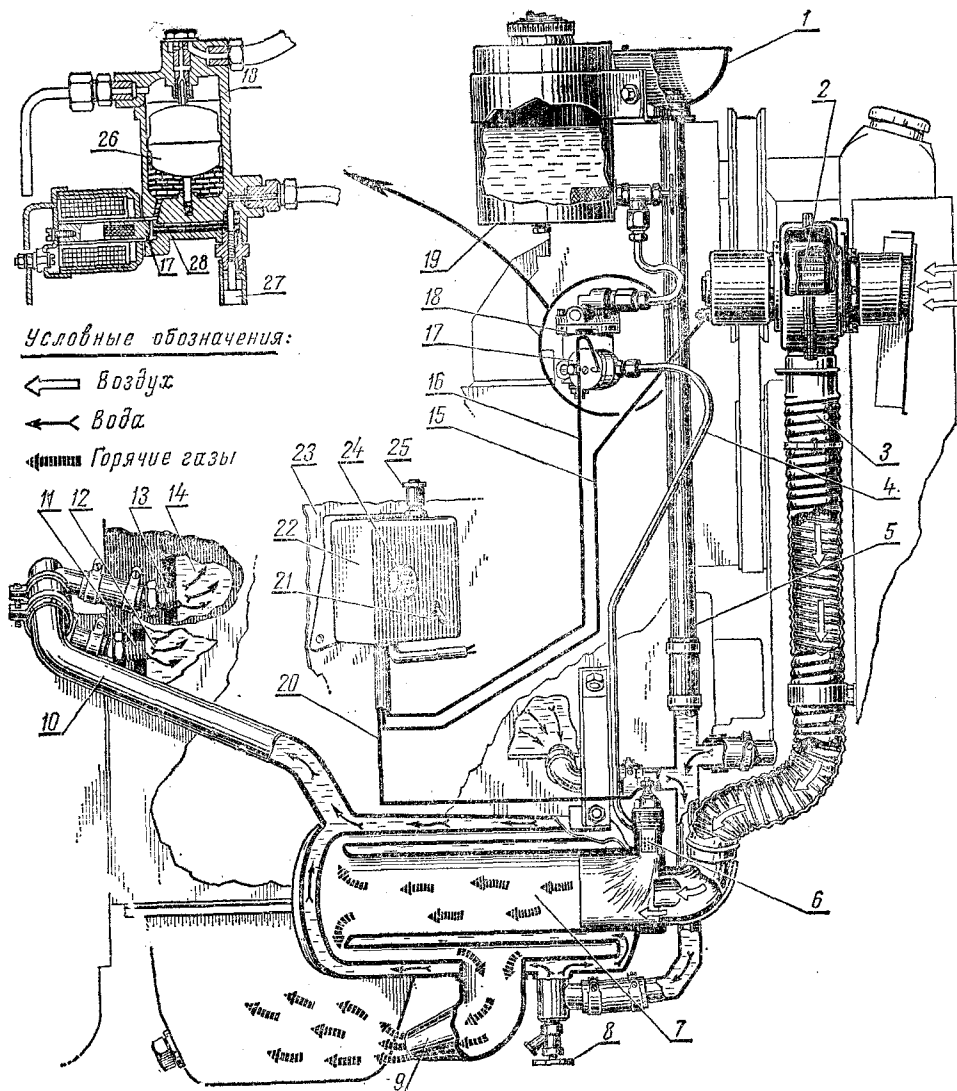


Рис. 209. Подогреватель охлаждающей жидкости двигателя ЗИЛ-130:

1 — наливная воронка; 2 — вентилятор; 3 — шланг подвода воздуха; 4 — трубка для подвода бензина к котлу; 5 — трубка для подвода воды к котлу; 6 — свеча накаливания; 7 — котел; 8 — сливной кран; 9 — направляющий патрубков; 10 — трубопровод; 11, 13 — патрубки; 12 — водяная рубашка правого ряда цилиндров; 14 — водяная рубашка левого ряда цилиндров; 15 — провод, соединяющий переключатель с электродвигателем вентилятора; 16 — провод, соединяющий переключатель с электромагнитным клапаном; 17 — электромагнитный клапан; 18 — регулятор подачи топлива; 19 — топливный бачок; 20 — провод, соединяющий контрольную спираль и свечу накаливания; 21 — выключатель свечи накаливания; 22 — пульт управления; 23 — щит двигателя; 24 — контрольная спираль; 25 — переключатель; 26 — поплавок регулятора; 27 — регулировочная игла; 28 — жиклер.

проводу 10 и патрубкам 11 и 13 поступает в водяную рубашку блок-картера и прогревает двигатель.

Газы, выходящие из котла по патрубку 9, направляются под поддон картера для подогрева масла.

На щите 23 находится пульт 22 управления подогревателем, на котором размещены выключатель 21 свечи 6 накаливания, переключатель 25 и контрольная спираль 24.

Когда ручка переключателя 25 нажата до отказа, система подогрева отключена, если ее вытянуть на половину хода — включается

электродвигатель вентилятора 2, а если ручку вытянуть до отказа, то дополнительно включается электромагнитный клапан.

При температуре  $-20^{\circ}\text{C}$  подогреватель обеспечивает прогрев двигателя и его пуск за 15 мин.

Для выключения подогревателя нужно сначала переключателем 25 выключить электромагнитный клапан, закрыть кран бачка 19, а затем через 1—2 мин выключить вентилятор.

Подогреватель охлаждающей жидкости и масла двигателей ГАЗ-53, АМ-41 и Д-50 устроен и работает таким же образом, как и у двигателя ЗИЛ-130.

## Глава 27

# СИСТЕМА ПУСКА ВСПОМОГАТЕЛЬНЫМ БЕНЗИНОВЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

### § 1. ПУСКОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ПД-10У И ПД-8

Пусковые двигатели ПД-10У (рис. 210) применяются для пуска дизелей Д-50Л, СМД-14, АМ-01 и АМ-41. Они представляют собой одноцилиндровые, карбюраторные, бензиновые, двухтактные двигатели с кривошипно-камерной продувкой. При 3500 об/мин они развивают мощность, равную 10 л. с.

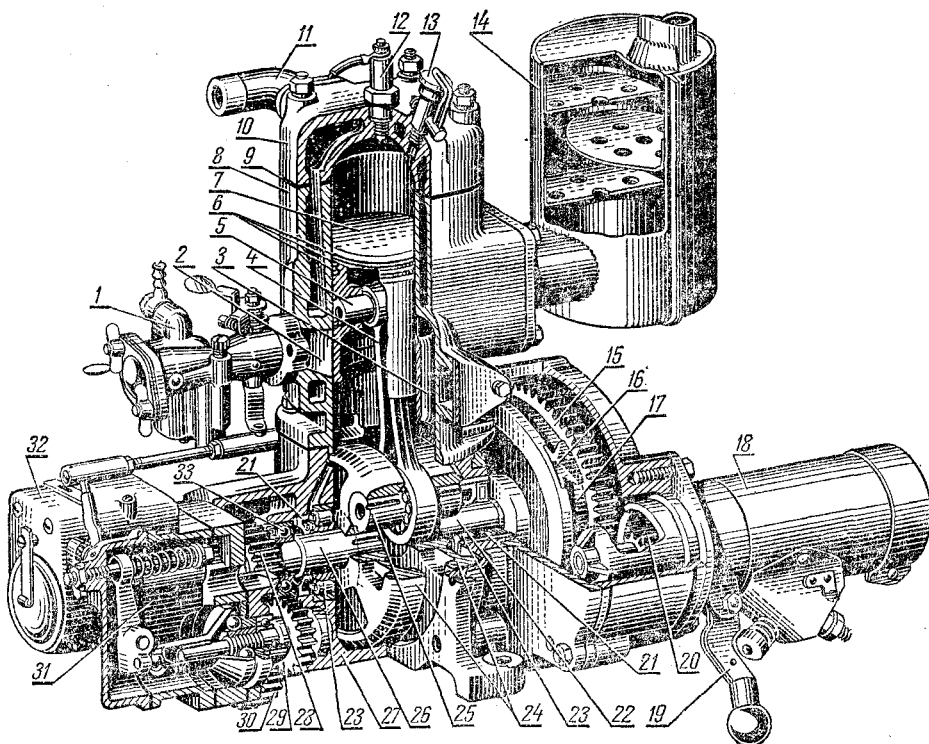


Рис. 210. Пусковой двигатель ПД-10У:

1 — карбюратор; 2 — впускной канал; 3 — продувочный канал; 4 — шатун; 5 — палец поршня; 6 — компрессионные кольца; 7 — поршень; 8 — цилиндр; 9 — прокладка головки цилиндра; 10 — головка цилиндра; 11 — водоотводящий патрубок; 12 — искровая зажигательная свеча; 13 — краник; 14 — глушитель; 15 — венец маховика; 16 — маховик; 17 — канавка для наматывания пускового шнура при ручном запуске двигателя; 18 — электрический стартер; 19 — рукоятка включения стартера; 20 — подвижная шестерня стартера; 21 — самоподжимной сальник; 22 — задняя цапфа коленчатого вала; 23 — роликовый подшипник; 24 — щеки кривошипа; 25 — палец кривошипа; 26 — передняя цапфа коленчатого вала; 27 — картер; 28 — шестерня коленчатого вала; 29 — шестерня привода регулятора; 30 — промежуточная шестерня; 31 — регулятор; 32 — магнето; 33 — шариковый подшипник.

Основанием пускового двигателя служит чугунный картер 27, состоящий из двух половин. Чугунный цилиндр 8 двигателя крепится к картеру четырьмя шпильками. К передней стенке цилиндра прикреплен карбюратор 1, к фланцу на задней стенке — глушитель 14. Сверху цилиндр закрыт чугунной головкой 10, в центральное отверстие которой ввернута искровая зажигательная свеча 12, а в наклонное отверстие — краник 13 для заливки топлива и продувки цилиндра. К головке цилиндра прикреплен водоотводящий патрубок 11. К передней стенке картера 27 прикреплены регулятор 31 и магнето 32.

Во внутренней полости картера на роликовых подшипниках 23 и шарикоподшипнике 33 установлен коленчатый вал. На переднем конце коленчатого вала закреплена шестерня 28, а на заднем — маховик 16. Места выхода коленчатого вала из картера уплотнены самоподжимными сальниками 21.

Коленчатый вал двигателя составной. Его щеки 24, изготовленные заодно с противовесами, напрессованы на цапфы 26 и 22. Обе щеки соединяются пустотелым пальцем 25 кривошипа.

Поршень 7 пальцем 5 плавающего типа и шатуном 4 соединен с коленчатым валом. Нижняя головка шатуна неразъемная, имеет двухрядный роликовый подшипник.

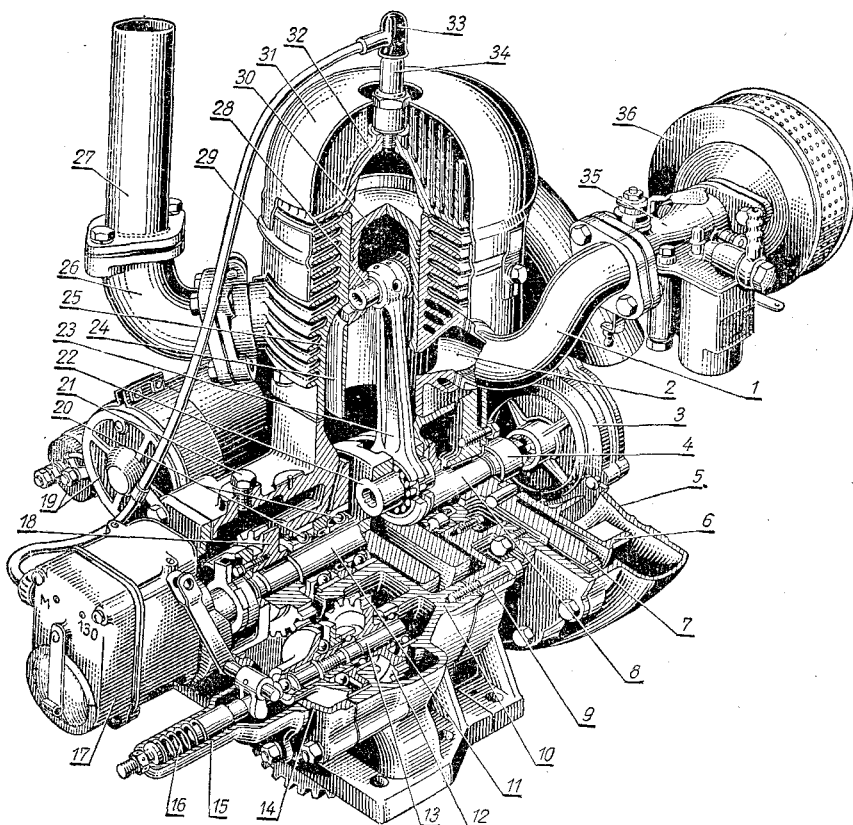


Рис. 211. Пусковой двигатель ПД-8:

1 — впускной патрубок; 2 — впускной канал; 3 — ручное пусковое устройство двигателя; 4 — храповик; 5 — корпус вентилятора; 6 — ротор (крыльчатка) вентилятора; 7 — маховик; 8 — задняя цапфа коленчатого вала; 9 — задняя часть картера; 10 — передняя часть картера; 11 — передняя цапфа коленчатого вала; 12 — шестерня привода регулятора; 13 — вал регулятора; 14 — крышка картера; 15 — корпус регулятора; 16 — пружина регулятора; 17 — магнето; 18 — шестерня коленчатого вала; 19 — электростартер; 20 — шариковые подшипники передней цапфы коленчатого вала; 21 — пробка отверстия для заливки масла; 22 — палец кривошипа; 23 — шатун; 24 — продувочный канал; 25 — цилиндр; 26 — выпускной патрубок; 27 — выпускная труба; 28 — поршневой палец; 29 — кожух цилиндра; 30 — поршень; 31 — кожух головки цилиндров; 32 — головка цилиндров; 33 — провод высокого напряжения; 34 — свеча зажигательная искровая; 35 — карбюратор; 36 — воздухоочиститель.



В систему питания двигателя входят топливный бачок с фильтром-отстойником, карбюратор К-16А или К-06 и топливопровод, соединяющий отстойник бачка с карбюратором. Устройство и работа карбюратора К-16А описаны в § 4 главы 11.

Топливом для двигателя служит смесь из пятнадцати частей (по объему) бензина и одной части дизельного масла. Эта смесь является одновременно и смазочным материалом для трущихся поверхностей деталей двигателя.

Регулирование числа оборотов двигателя осуществляется однорежимным центробежным регулятором, описание которого дано в § 2 главы 13.

Охлаждение двигателя водяное термосифонное, общее с дизелем.

Система зажигания двигателя состоит из магнето 32 правого вращения, свечи 12 и провода, соединяющего магнето со свечой. Привод магнето осуществляется от шестерни 28 коленчатого вала.

На маховике 16 имеется канавка и две прорези, предназначенные для наматывания и закрепления шнура. Этим шнуром, вращая маховик, осуществляют пуск двигателя. Рабочий цикл двигателей того типа, к которому относится и пусковой двигатель ПД-10У, описан в § 6 главы 3.

У дизелей Д-50Л, СМД-14, АМ-01 и АМ-41 пуск двигателей ПД-10У осуществляется электрическим стартером 18. Маховик этих двигателей имеет венец 15 для соединения с шестерней 20 стартера и канавку 17 для пуска двигателя. при необходимости от руки.

Пусковой двигатель ПД-8 (рис. 211) применяется для пуска дизеля Д-37М. Это, как и ПД-10У, одноцилиндровый, карбюраторный, бензиновый, двухтактный двигатель с кривошипно-камерной продувкой. При 4300 оборотах в минуту двигатель ПД-8 развивает мощность, равную 7 л. с. Топливом для него служит такая же смесь, как и для двигателя ПД-10У.

Конструкция механизмов систем питания, регулирования и зажигания двигателя ПД-8 мало отличается от конструкции таких механизмов двигателя ПД-10У.

Система охлаждения двигателя ПД-8 принудительная воздушная от центробежного вентилятора, ротор (крыльчатка) 6 которого помещен в корпусе 5.

## § 2. ПУСКОВОЙ ДВИГАТЕЛЬ П-23

Пусковой двигатель П-23 (рис. 212), устанавливаемый на дизелях Д-108\*, — карбюраторный, бензиновый, четырехтактный, двухцилиндровый с левым вращением коленчатого вала. Мощность двигателя составляет 17 л. с. при 2300 об/мин.

Блок-картер 26 двигателя отлит из чугуна как одно целое с цилиндрами. В верхней части цилиндры имеют сухие вставки 28. К блок-картеру крепятся: в верхней части — головка 29 цилиндров, в нижней части — поддон 39 картера; к заднему фланцу — кожух 42 распределительных шестерен, к заднему фланцу — кожух маховика.

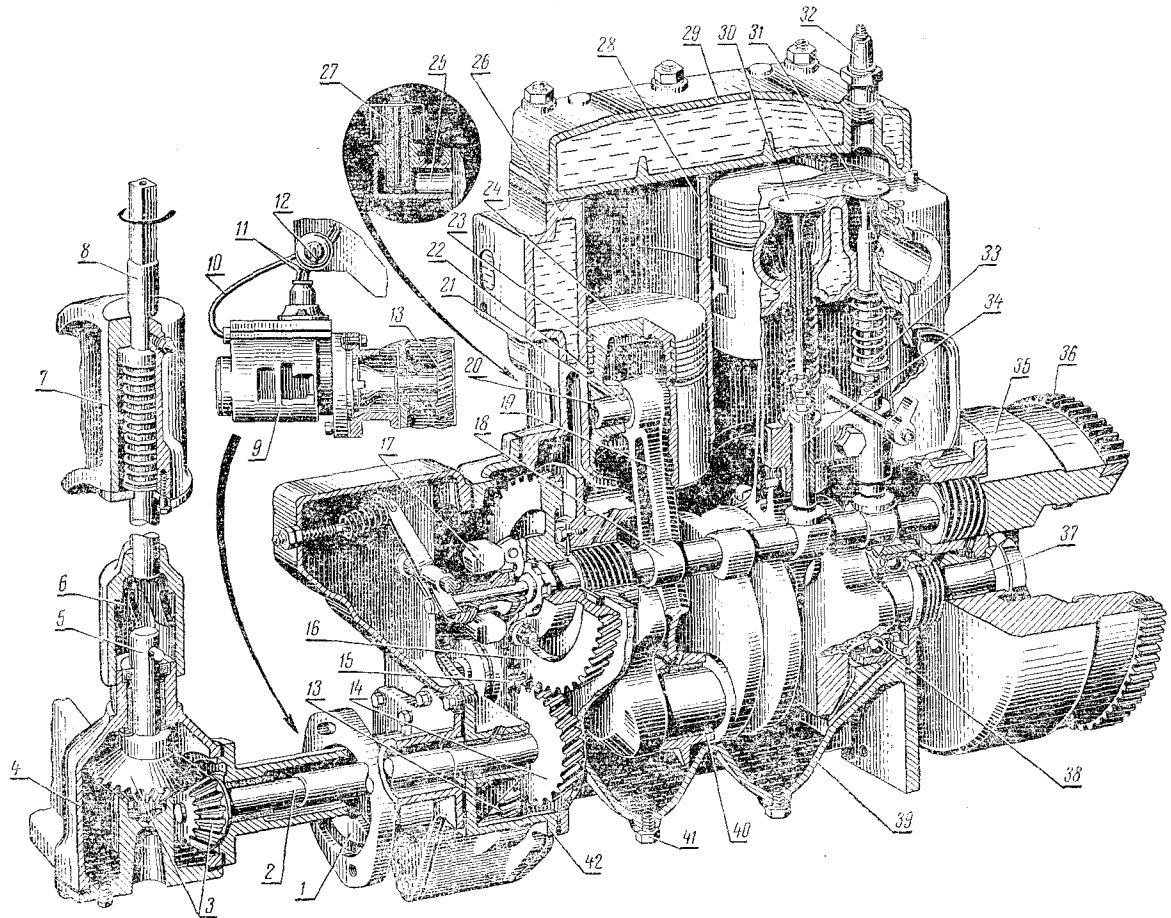
В головке 29 цилиндров расположены камеры сгорания и искровые зажигательные свечи 32.

Коленчатый вал 37 литой, чугунный, вращается в двух шариковых подшипниках, из которых передний ограничивает осевое перемещение вала. На переднем конце вала закреплена шестерня 15, передающая

\* На дизель Д-130 устанавливается пусковой двигатель П-23М, отличающийся от двигателя П-23 повышенной мощностью, числом оборотов и степенью сжатия (см. приложение 1).

Рис. 212. Пусковой двигатель П-23:

1 — вал со шлицевой муфтой привода магнето; 2 — горизонтальный вал; 3 — конические шестерни; 4 — кожух конических шестерен; 5 — промежуточный вал; 6 — храповик; 7 — кронштейн; 8 — вертикальный вал; 9 — магнето; 10 — провод к выключателю; 11 — провода к зажигательным свечам; 12 — выключатель; 13 — шестерня привода магнето; 14 — шестерня горизонтального вала; 15 — шестерня коленчатого вала; 16 — шестерня распределительного вала; 17 — регулятор; 18 — распределительный вал; 19 — шатун; 20 — заглушка; 21 — палец поршня; 22 — маслосъемное кольцо; 23 — компрессионное кольцо; 24 — поршень; 25 — патрубок сапуна; 26 — блок-картер; 27 — сапун; 28 — вставка в цилиндр; 29 — головка цилиндров; 30 — впускной клапан; 31 — выпускной клапан; 32 — искровая зажигательная свеча; 33 — пружина; 34 — толкатель; 35 — маховик; 36 — венец маховика; 37 — коленчатый вал; 38 — шарикоподшипник коленчатого вала; 39 — поддон картера; 40 — крышка шатуна; 41 — пробка; 42 — кожух распределительных шестерен.



вращение шестерням 16 распределительного вала и 13 привода магнето. На заднем конце коленчатого вала закреплен маховик 35 с зубчатым венцом 36.

Поршень 24 соединен пальцем 21 плавающего типа с шатуном 19. От осевого перемещения палец удерживается в поршне двумя алюминиевыми заглушками 20. Нижняя головка шатуна 19 разъемная, с вкладышами, залитыми тонким слоем баббита БК-2. На крышке нижней головки шатуна имеется гребень.

Механизм газораспределения клапанный, с боковым расположением клапанов.

Система питания состоит из топливного бачка с фильтром-отстойником, карбюратора марки К-59П и комбинированного воздухоочистителя. Регулирование числа оборотов двигателя осуществляется однорежимным центробежным регулятором.

Охлаждение двигателя водяное термосифонное, общее с дизелем.

Детали двигателя смазываются маслом, разбрызгиваемым гребнями шатунов из двух корытец в поддоне картера. Уровень масла проверяют маслостерной линейкой.

Система зажигания состоит из магнето 9 левого вращения, искровых зажигательных свечей 32, проводов 11 высокого напряжения и выключателя 12 магнето.

Пуск двигателя осуществляется электрическим стартером или рукояткой, надеваемой на валик 8. От заводной рукоятки вращение передается коленчатому валу 37 при помощи храповика 6 через две конические шестерни 3, горизонтальный вал 2 и шестерню 14, сцепленную с шестерней 15 коленчатого вала.

### § 3. СИЛОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ СИСТЕМЫ ПУСКА ВСПОМОГАТЕЛЬНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

Силовая передача системы пуска вспомогательным двигателем у дизелей АМ-01 и Д-108 состоит из муфты сцепления, двухступенчатого редуктора и механизма привода и выключения, а у дизелей Д-50Л, АМ-41 и СМД-14 — только из муфты сцепления и механизма привода и выключения.

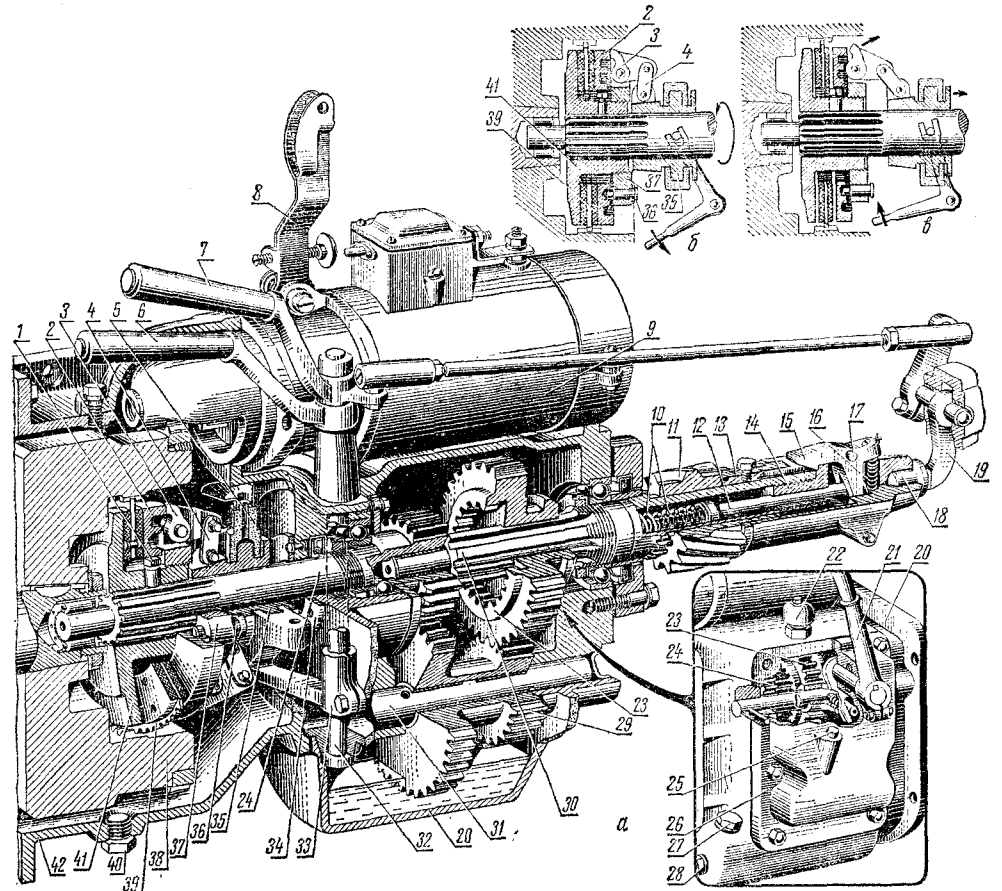
Силовая передача системы пуска дизеля Д-108. Муфта сцепления однодисковая, сухая, предназначена для того, чтобы плавно соединять коленчатый вал пускового двигателя с коленчатым валом дизеля (через силовую передачу) и разъединять эти валы при переключении шестерен силовой передачи.

Муфта сцепления расположена в чугунном кожухе 42 (рис. 213, а), который крепится к блок-картерам дизеля и пускового двигателя. Вал 24 муфты изготовлен как одно целое с ведущей шестерней. Он вращается в двух подшипниках. На шлицах переднего конца вала штифтом 1 закреплен передний ведомый диск 41. Квадратная головка штифта 1 входит в паз нажимного (ведомого) диска 2, который может свободно передвигаться по ступице ведомого диска 41. Между ведомыми дисками 41 и 2 находится ведущий диск 39 с наклепанными фрикционными накладками. Ведущий диск 39 по окружности имеет зубцы, которыми он входит в зацепление с внутренним зубчатым венцом маховика 38 пускового двигателя.

На резьбу ступицы ведомого диска 41 накручена крестовина 37, в проушинах которой шарнирно укреплены четыре кулачка 3. Серьгами 4 кулачки 3 соединены с передвижной втулкой 35, установленной на валу 24. Крестовина удерживается в определенном положении на ступице диска 41 стопором 36, конец которого входит в одно из отверстий нажимного диска 2.

Рис. 213. Силовая передача системы пуска дизеля Д-108:

*a* — конструкция; *б* — муфта сцепления включена; *в* — муфта сцепления выключена; 1 — стопорный штифт; 2 — нажимной диск; 3 — кулачок; 4 — серьга; 5 — хомут; 6 — рычаг управления муфтой сцепления; 7 — рычаг механизма выключения; 8 — рычаг управления стартером; 9 — стартер; 10 — пружины; 11 — шестерня привода; 12 — толкатель; 13 — держатель; 14 — направляющая втулка; 15 — грузик; 16 — поперечная пружина; 17 — ось грузика; 18 — упор; 19 — нажимной рычаг; 20 — картер редуктора; 21 — рычаг переключения редуктора; 22 — сапун; 23 — передвижная шестерня; 24 — вал муфты сцепления; 25 — маслосборная линия; 26 — крышка картера редуктора; 27, 28 — пробки; 29 — блок промежуточных шестерен; 30 — вал механизма выключения; 31 — ось; 32 — вертикальный вал; 33 — вилка; 34 — фрикционный диск тормоза; 35 — передвижная втулка; 36 — стопор крестовины; 37 — крестовина; 38 — маховик; 39 — ведущий диск; 40 — пробка; 41 — передний ведомый диск; 42 — кожух маховика.



Включение муфты сцепления осуществляется рычагом 6, закрепленным на вертикальном валике 32. Если рычаг 6 повернуть на себя, то вилка 33, укрепленная на валике 32, при помощи хомута 5 передвинет вперед втулку 35. При этом кулачки 3 (рис. 213, б), поворачиваясь вокруг осей, нажмут на диск 2 и он, двигаясь по ступице переднего ведомого диска 41, прижмет своей торцевой поверхностью ведущий диск 39 к диску 41.

Выключают муфту сцепления, поворачивая рычаг 6 (рис. 213, а) от себя. При этом вилка 33 отводит втулку 35 (рис. 213, в) назад и кулачки 3 отходят от диска 2, а диск 2 отодвигается от ведущего диска 39. Сжатие ведущего диска 39 ведомыми прекращается. В конце выключения муфты сцепления торец втулки 35 (рис. 213, а) прижимается к фрикционному диску 34, приклепанному к задней стенке кожуха 42. Благодаря этому быстрее заканчивается вращение ведомых частей механизмов силовой передачи.

Регулируют муфту сцепления, навертывая крестовину 37 на ступицу диска 41, предварительно выткнув стопор 36 из отверстия нажимного диска 2.

Хомут 5 смазывается через масленку в верхней стенке кожуха 42.

Редуктор двухступенчатый, предназначен для повышения усилия на шестерне 11 привода. Вал 24 муфты сцепления заканчивается ведущей шестерней редуктора, находящейся в постоянном зацеплении с большой шестерней блока 29 промежуточных шестерен, который свободно вращается на оси 31, запрессованной в отверстие картера 20. На шлицах вала 30 механизма выключения может свободно перемещаться шестерня 23, имеющая наружные и внутренние зубья, а также круговую выточку на ступице.

Изображенное на рисунке 213, а положение шестерен соответствует замедленной передаче. Если рычаг 21 повернуть вправо, то шестерня 23 своими внутренними зубьями войдет в зацепление с шестерней вала 24. В этом случае вращение вала 24 будет передаваться непосредственно валу 30 механизма выключения, то есть будет включена прямая передача.

Детали редуктора смазываются маслом, разбрызгиваемым при вращении шестернями редуктора.

Масло заливают через отверстие, закрытое пробкой 27, до верхней метки на масломерной линейке 25. Сливают масло через отверстие, закрытое пробкой 28.

Механизм выключения служит для ввода шестерни привода в зацепление с венцом маховика дизеля перед его пуском и для автоматического выключения этой шестерни, когда дизель разовьет устойчивые обороты.

Механизм выключения устроен следующим образом. Держатель 13 соединен болтами с шестерней 11. В ушках держателя на осях 17 могут поворачиваться два фасонных грузика 15. Каждый грузик имеет три плеча: внешнее длинное, входящее в продольный паз держателя, внешнее короткое и внутреннее. Внешние короткие плечи грузиков разжимаются поперечной пружиной 16, величину затяжки которой регулируют двумя винтами.

В торец держателя 13 упирается толкатель 12, проходящий через направляющую втулку 14, ввернутую в отверстие вала 30. На толкатель постоянно действуют две пружины 10. В отверстие торца держателя запрессован упор 18, на который может нажимать рычаг 19, закрепленный на валике.

Шестерню 11 привода включают, передвигая рычаг 7 на себя при выключенной муфте сцепления. При этом рычаг 19 нажимает на упор 18 и передвигает держатель 13 (рис. 214, а) вместе с шестерней 11 до ее полного зацепления с венцом маховика 38. Одновременно концы внешних длинных плеч грузиков 15 своими выступами захватывают бурт

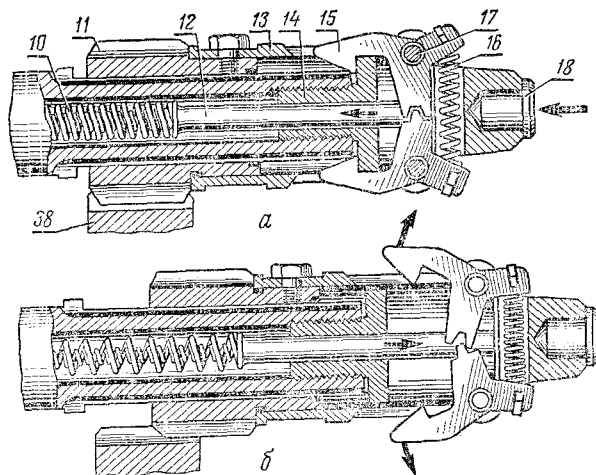


Рис. 214. Схема действия механизма выключения силовой передачи системы пуска дизеля Д-108:  
*а* — механизм включен; *б* — механизм в момент выключения (номера деталей те же, что на рисунке 213).

втулки 14. Когда держатель 13 движется вперед, он толкателем 12 сжимает пружины 10.

Если теперь включить муфту сцепления, то при работающем пусковом двигателе шестерня привода будет через маховик вращать коленчатый вал дизеля, осуществляя пуск дизеля.

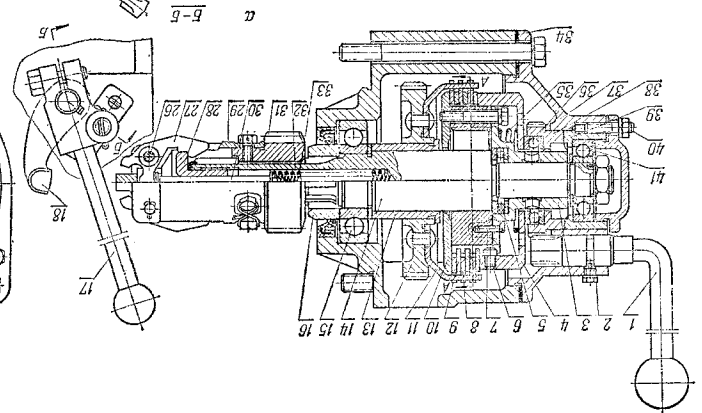
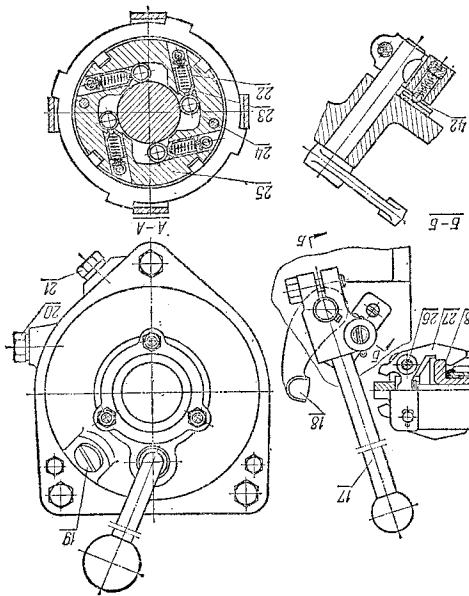
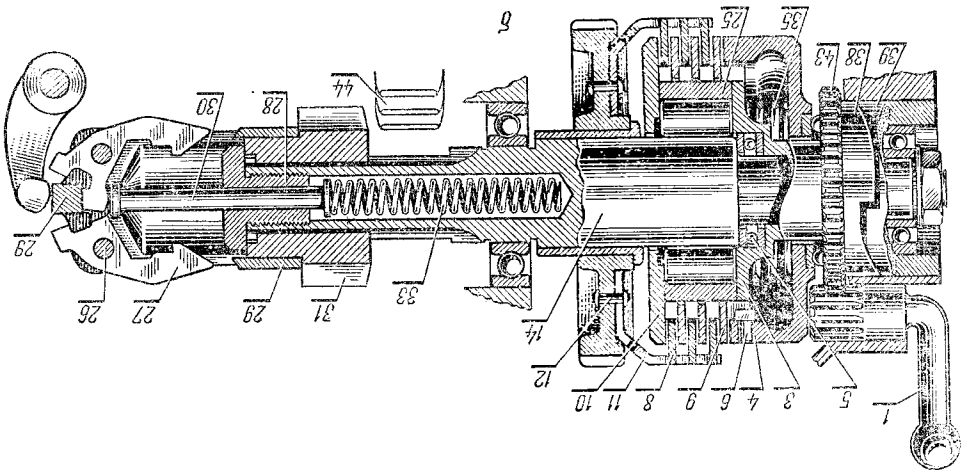
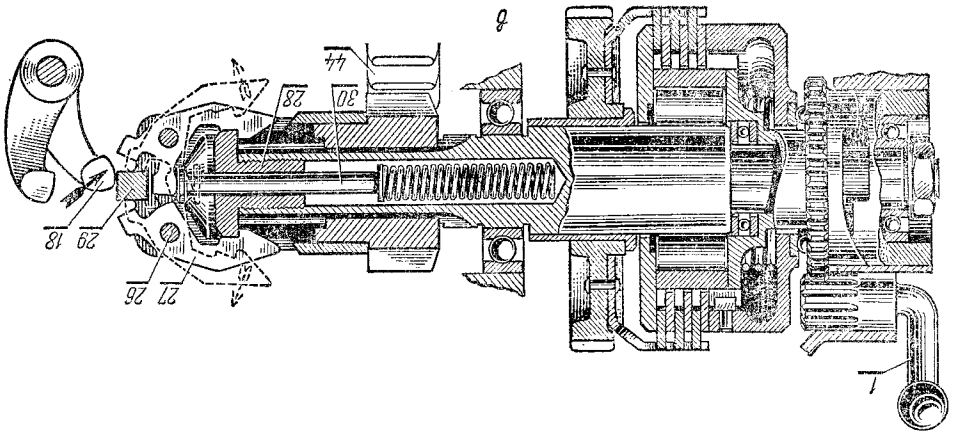
Как только дизель начнет работать, зубчатый венец маховика начнет вести шестерню 11 привода. Венец маховика имеет большое число зубьев, поэтому обороты шестерни привода значительно возрастут и грузики 15 под действием увеличивающейся центробежной силы, сжимая поперечную пружину 16, разойдутся в стороны. Когда выступы грузиков выйдут из зацепления с буртом втулки 14, то сжатые пружины 10, действуя на толкатель, переместят держатель 13 с грузиками 15 назад (рис. 214, б) и автоматически выведут шестерню привода из зацепления с венцом маховика.

Пружина 16 должна быть отрегулирована винтами так, чтобы при 300—350 об/мин коленчатого вала дизеля выступы грузиков 15 вышли из зацепления с буртом втулки 14.

**Силовая передача системы пуска дизеля СМД-14.** Муфта сцепления смонтирована в корпусе 34 (рис. 215, а), прикрепленном к фланцу картера маховика болтами. В отверстия крышки 37 установлен стальной упор 39, закрепленный шпильками 40. Он имеет два скошенных винтовых зуба, которыми соединяется с такими же зубьями подвижной втулки 38. На этой втулке выполнен зубчатый венец 43 (рис. 215, б), входящий в зацепление с зубьями на стержне рукоятки 1. Винтом 2 рукоятка зафиксирована в крышке 37 (рис. 215, а), но имеет возможность поворачиваться.

Рис. 215. Силовая передача системы пуска дизеля СМД-14:

*а* — конструкция; *б* — муфта сцепления и механизм выключения выключены; *в* — муфта сцепления и механизм выключения включены; 1 и 17 — рукоятки; 2 — винт; 3 — ступица муфты свободного хода; 4 — нажимной диск; 5, 36 — упорные подшипники; 6 — палец; 7 — штифт; 8 — ведущий диск; 9 — ведомый диск; 10 — опорный диск; 11 — ведущий барабан; 12 — шестерня; 13 — втулка шестерни; 14 — вал; 15, 41 — подшипники; 16 — втулка сальника; 18 — рычаг; 19 — заливная пробка; 20 — пробка контрольного отверстия; 21 — пробка сливного отверстия; 22, 32, 33, 35 — пружины; 23 — толкатель; 24 — ролик; 25 — обойма муфты свободного хода; 26 — ось грузиков; 27 — грузик; 28 — втулка толкателя; 29 — держатель; 30 — толкатель; 31 — шестерня привода; 34 — корпус; 37 — крышка; 38 — подвижная втулка; 39 — неподвижный упор; 40 — шпильки; 42 — фиксатор рукоятки; 43 — зубчатый венец подвижной втулки; 44 — зубчатый венец маховика дизеля.



Вал 14 вращается на шарикоподшипниках 41 и 15. В его средней части на бронзовой втулке 13 свободно сидит шестерня 12, находящаяся в зацеплении с промежуточной шестерней 30 (см. рис. 210) пускового двигателя.

Ведущий барабан 11 (рис. 215) муфты сцепления прикреплен заклепками к шестерне 12. Он имеет четыре равномерно расположенных по окружности продольных выступа, которые входят в пазы трех стальных ведомых дисков 8. Три ведомых стальных диска 9 своими шлицевыми выступами входят в продольные пазы обоймы 25 муфты свободного хода.

Ведущие 8 и ведомые 9 диски установлены между опорным 10 и нажимным 4 дисками. Ступица 3 свободно насажена на вал 14. Опорный диск 10 и ступица 3 соединены с обоймой 25 болтами. На поверхности обоймы 25 сделаны две прорези, в которые входят пальцы 6 нажимного диска 4. Это дает возможность нажимному диску перемещаться относительно обоймы 25 только в осевом направлении.

Пружина 35, установленная между нажимным диском 4 и ступицей 3, отводит нажимной диск влево при выключении муфты сцепления. В торце втулки 38 установлен упорный подшипник 36.

На заднем конце вала 14 смонтирован механизм выключения. Его конструкция отличается от конструкции механизма выключения системы пуска дизеля Д-108 отсутствием поперечной пружины 16 (см. рис. 213).

Когда дизель разовьет 520—600 об/мин, шестерня 31 (рис. 215, а) привода выйдет из зацепления с венцом маховика, потому что грузики 27 под действием развиваемых ими центробежных сил преодолеют усилие пружин 32 и 33 и выйдут из зацепления с втулкой 28 (рис. 215, в).

Муфта сцепления системы пуска имеет муфту свободного хода, которая автоматически отъединяет вал 14 от вала пускового двигателя, как только обороты вала 14 станут больше оборотов вала пускового двигателя. Работает муфта свободного хода так же, как и у стартера.

Детали силовой передачи смазываются дизельным маслом, которое заливается через отверстие, закрываемое пробкой 19. Масло заливают до уровня контрольного отверстия, а отработанное сливают через отверстие в нижней части корпуса. Эти отверстия закрыты пробками 20 и 21.

Муфта сцепления и механизм привода и выключения в выключенном положении показаны на рисунке 215, б. При включении в работу силовой передачи вначале при помощи рычага 18 вводят в зацепление шестерню 31 с зубчатым венцом 44 маховика дизеля (включают механизм выключения). Затем поворотом рукоятки 1 (рис. 215, в) на себя включают муфту сцепления. При этом поворачивается втулка 38 и, скользя по винтовым зубьям неподвижного упора 39, перемещается вдоль оси вала вместе с нажимным диском 4. Последний сжимает ведущие и ведомые диски муфты сцепления, и вращение от шестерни 12 передается валу 14. Если рукоятку 1 повернуть от себя (выключить муфту сцепления), то под действием пружины 35 нажимной диск возвращается в исходное положение, а ведомые и ведущие диски разъединяются.

Силовая передача системы пуска дизелей Д-50Л и АМ-41 устроена и работает таким же образом, как и у дизеля СМД-14.

#### § 4. УХОД ЗА СИСТЕМОЙ ПУСКА

Уход за системой пуска заключается в проверке крепления ее узлов и деталей, периодической смазке и регулировке механизмов. При ежедневном техническом уходе проверяют крепление карбюратора, магнето и пробок сливных отверстий, а также наличие топлива в бачке. Кроме того, проверяют, нет ли течи топлива в местах соединения отстойника, топливопровода и карбюратора и при необходимости устраняют эту не-



исправность. Перед заполнением топливного бачка его горловину очищают от пыли и грязи, а затем заливают топливо.

Следует помнить, что уменьшение содержания масла в топливе (двигатели ПД-10У и ПД-8) и недостаточное его перемешивание с бензином ухудшают смазку деталей шатунно-кривошипного механизма, а следовательно, повышают их износ.

К основным неисправностям механизмов силовой передачи следует отнести пробуксовку муфты сцепления и несвоевременное выключение шестерни привода. В первом случае неисправность ликвидируют, промыв замаслившиеся диски (сухие муфты) бензином или отрегулировав муфту; во втором случае — отрегулировав затяжку пружины 16 (рис. 213) грузиков.

## Глава 28

### ПУСК ДВИГАТЕЛЕЙ

#### § 1. ПУСК КАРБЮРАТОРНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Перед пуском двигатель должен быть заправлен охлаждающей жидкостью и маслом, а бак его — топливом\*.

Пуск холодного двигателя (на примере двигателя ЗИЛ-130) при температуре окружающего воздуха 0°С и выше следует проводить в такой последовательности.

Подкачать бензин ручным рычагом топливного насоса. Закрыть воздушную заслонку, вытянув до отказа кнопку управления заслонкой.

Установить рычаг переключения передач\*\* в нейтральное положение и выключить муфту сцепления, нажав до отказа на ее педаль. Это облегчит работу стартера, так как при его включении не будут вращаться шестерни коробки передач, находящиеся в загустевшем масле.

Включить зажигание и нажать на педаль стартера. Стартер держать включенным не более 15 сек.

Как только двигатель начнет работать, отпустить педаль стартера, приоткрыть воздушную заслонку, утопив ее кнопку на 1/2 хода, и при помощи педали управления дроссельной заслонкой несколько увеличить обороты коленчатого вала двигателя. Включить муфту сцепления.

На средних оборотах коленчатого вала прогреть двигатель до температуры жидкости в системе охлаждения около 60°С. По мере прогрева двигателя постепенно открывать воздушную заслонку и уменьшать число оборотов коленчатого вала двигателя. Прогретый двигатель должен устойчиво работать на малых оборотах коленчатого вала при полностью открытой заслонке. Проверить работу двигателя по контрольным приборам.

Исправный двигатель начинает работать после первого-второго включения стартера. Интервалы между включениями стартера должны быть не менее 30 сек.

Если после трех включений стартера двигатель не начал работать, нужно проверить исправность систем зажигания и питания двигателя.

Обычно причинами, затрудняющими пуск двигателя, являются следующие:

- 1) недостаточная подача бензина в карбюратор;
- 2) засорение жиклеров карбюратора;
- 3) загрязнение контактов прерывателя или неправильный зазор между ними;
- 4) неисправные или загрязненные свечи;
- 5) неисправность проводов высокого и низкого напряжения.

\* Это указание относится и к дизелям.

\*\* Это указание относится и к тракторам.

Для пуска теплого двигателя нужно, установив рычаг переключения передач в нейтральное положение, включить зажигание и нажать на педаль стартера.

При пуске двигателя в условиях низких температур нужно применять пусковой подогреватель или предварительно прогреть двигатель, заливая в систему охлаждения горячую воду, а в поддон картера горячее масло. Перед включением зажигания повернуть с помощью пусковой рукоятки коленчатый вал двигателя на 3—5 оборотов. Остальные операции по пуску производятся в последовательности, указанной для пуска двигателя при температуре 0° С и выше.

Для останковки двигателя необходимо выключить зажигание. Перед останковкой двигатель должен проработать 1—2 мин на малых оборотах холостого хода, чтобы за это время постепенно и равномерно остыли детали двигателя.

При пуске двигателей ГАЗ-52-01 и ГАЗ-53 содержание и последовательность операций примерно такие же, как и при пуске двигателя ЗИЛ-130.

## § 2. ПУСК ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ, ИМЕЮЩЕГО ПУСКОВОЙ ДВИГАТЕЛЬ

Рассмотрим пуск тракторного дизеля, имеющего пусковой двигатель, на примере дизеля СМД-14.

Пуск холодного дизеля СМД-14 надо проводить таким образом.

Открыть кран топливного бака пускового двигателя и проверить, открыт ли кран топливного бака дизеля. Включить декомпрессионный механизм, повернув его рукоятку вверх.

Открыть продувочный вентиль на крышке фильтра тонкой очистки топлива и прокачать топливо ручным насосом. Если из отверстия сливной трубки подогревателя топливо потечет непрерывной, ровной струей, значит, система питания дизеля заполнена топливом. Если же топливо не потечет или струя его будет прерывистой, с пузырьками воздуха, то нужно последовательно, по частям, проверить заполнение всей топливной системы топливом и при необходимости удалить из нее воздух.

Убедиться в том, что муфта сцепления выключена. При этом ее рукоятка должна быть повернута в сторону блок-картера.

Включить механизм выключения, для чего рукоятку повернуть влево, а затем возвратит ее в первоначальное положение.

Если шестерня привода не входит в зацепление с венцом маховика, повернуть маховик пускового двигателя электростартером, включив его на мгновение, при открытом заливном кранике и включенной муфте сцепления. Затем включить рукояткой механизм привода и выключения и, возвратив рукоятку в первоначальное положение, выключить муфту сцепления. Открыть крышку воздушного патрубка карбюратора.

Для смазки кривошипно-шатунного механизма пускового двигателя открыть дроссельную заслонку, а воздушную заслонку закрыть и 2—3 раза повернуть электростартером коленчатый вал двигателя при выключенном зажигании.

Установить воздушную и дроссельную заслонки примерно на  $\frac{1}{3}$  полного открытия и нажать на рычаг электростартера до отказа. Продолжительность непрерывной работы стартера не должна быть больше 15 сек.

После того как двигатель завелся, полностью открыть воздушную заслонку и, регулируя рычажком открытие дроссельной заслонки, прогреть пусковой двигатель в течение 1—2 мин на малых оборотах. Затем полностью открыть дроссельную заслонку и плавно включить муфту сцепления поворотом рычага на себя.

Прокрутить дизель до появления давления масла в системе смазки и выключить декомпрессионный механизм. Если при выключении деком-

прессинного механизма обороты пускового двигателя не изменятся, включить подачу топлива, а если они начнут быстро уменьшаться, нужно вновь включить декомпрессионный механизм и дополнительно прокрутить коленчатый вал дизеля в течение 1—2 мин.

Как только дизель начнет работать, выключить муфту сцепления и остановить пусковой двигатель. Для этого закрыть дроссельную заслонку и одновременно выключить зажигание, нажав на кнопку выключения зажигания. Не отпуская кнопки, закрыть воздушную заслонку и кран топливного бака. Затем, отпустив кнопку, закрыть крышку воздушного патрубка карбюратора.

В зависимости от окружающих температурных условий дизелю дают проработать на малых и средних оборотах от 2 до 4 мин, в течение которых водитель должен следить за показаниями манометра и термометров и проверить работу дизеля: прослушать его, убедиться в отсутствии течи топлива, масла и воды (внешний осмотр). Исправный дизель должен работать без каких-либо стуков, с бездымным выхлопом, имеющим четкий звук, давление масла должно находиться в пределах 2,5—4,5 кг/см<sup>2</sup>.

Допускать длительную (более 10 мин) работу дизеля на холостом ходу не следует, так как при такой работе возможно образование на поршнях и их кольцах коксовых отложений.

Для облегчения пуска дизеля с изношенными плунжерными парами топливного насоса или при пуске в холодную погоду после включения подачи топлива надо включить обогатитель, вытянув на себя его кнопку.

Продолжительность непрерывной работы пускового двигателя не должна превышать 15 мин.

В теплое время года или в том случае, если дизель был остановлен на короткий период времени, прокручивание его коленчатого вала можно начинать, не включая декомпрессионный механизм, но обязательно прокручивать коленчатый вал до появления давления масла в системе смазки.

В случае неисправности стартера или аккумуляторной батареи пусковой двигатель можно запустить при помощи пускового шнура.

При температуре ниже +10° С пуск дизеля нужно проводить с использованием электрофакельного подогревателя следующим образом. Проверив заполнение топливной системы топливом, нажимать на кнопку подогревателя в течение 5—10 сек, чтобы подать топливо на спираль накаливания. Пустить и прогреть пусковой двигатель, как было описано выше, и прокрутить дизель при включенном декомпрессионном механизме до появления давления в системе смазки. Затем включить подогреватель в электрическую цепь. Как только контрольная спираль накалится до ярко-красного цвета, выключить декомпрессионный механизм и включить подачу топлива. После запуска дизеля нужно выключить подогреватель, муфту сцепления и остановить пусковой двигатель.

Останавливают дизель, выключая подачу топлива. Перед остановкой он должен проработать 3—5 мин на холостом ходу на средних и малых оборотах для равномерного снижения температуры масла и воды. Нельзя останавливать дизель, закрывая кран топливного бака. Это может привести к засасыванию воздуха в систему питания. После остановки дизеля нужно выключить аккумуляторную батарею.

### § 3. ПУСК ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ, ОБОРУДОВАННЫХ СТАРТЕРАМИ

Пуск дизеля СМД-14. Некоторые модификации дизеля СМД-14 снабжены стартерами. Пуск этих дизелей проводят так. Проверяют заполнение топливной системы. Включают декомпрессионный механизм, замыкают электрическую цепь и, нажав на кнопку включения электростартера, прокручивают дизель до появления давления масла в системе.

Затем, выключив декомпрессионный механизм, включают подачу топлива. Как и при пуске пускового двигателя, продолжительность непрерывной работы электрического стартера должна быть не более 15 сек. Если дизель не начал работать, то нужно вторично включить стартер. Допустимое количество последовательных включений должно быть не более трех с сохранением интервала между ними и 1—2 мин. Если после трех попыток дизель не завелся, нужно найти причину, препятствующую пуску, и устранить ее. При температуре ниже +10° С пуск дизеля следует производить с использованием электрофакельного подогревателя таким же образом, как и при пуске дизеля пусковым двигателем.

**Пуск дизеля Д-50.** Проверить заполнение топливной системы и включить подачу топлива (на наибольшую величину), электрическую цепь (включатель массы) и свечи накаливания. Через 15—20 сек, когда контрольный элемент свечей накаливания станет ярко-красным, нужно выключить муфту сцепления и включить стартер. После появления отдельных вспышек свечи накаливания держать включенными до тех пор, пока дизель не начнет работать (но не более 20 сек).

Нагружать дизели можно только после того, как будет проверена их работа и температура охлаждающей жидкости достигнет 50° С.

#### § 4. ПУСК ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

При пуске дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха нужно предварительно создать нормальные условия для работы систем питания, смазки и охлаждения и облегчить работу пускового двигателя. Для этого, закрыв радиатор теплым капотом, постепенно прогревают дизель, пропуская через его систему охлаждения горячую воду, которую сливают в чистую посуду через сливной краник. При сливе воды отверстие краника нужно периодически прочищать проволокой во избежание обледенения. Сначала через систему охлаждения пропускают воду (30—50 л), нагретую до 60—70° С, а затем, закрыв сливной краник, заливают в нее воду, имеющую температуру 90—95° С. Если после заливки воды дизель прогреется недостаточно, нужно слить остывшую воду и вторично заполнить систему охлаждения горячей водой.

Одновременно с заполнением системы охлаждения горячей водой в картер дизеля заливают дизельное масло, подогретое до температуры 70—80° С.

Перед прокручиванием коленчатого вала дизеля для облегчения работы пускового двигателя или стартера нужно полностью выключить муфту сцепления дизеля на весь период пуска и повернуть коленчатый вал дизеля рукояткой на несколько оборотов.

Не разрешается прогрев дизеля от пускового двигателя с включенной подачей топлива, так как это ухудшает пуск дизеля и приводит к увеличению износа его деталей. Если топливный насос дизеля имеет обогатитель, то последний включают, оттянув его кнопку на себя до отказа. После пуска дизеля проверяют, выключился ли обогатитель.

У дизелей Д-50 (трактор Т-54В), Д-108 и 238НБ для облегчения пуска нужно пользоваться подогревателем охлаждающей жидкости и масла.

При низких температурах окружающей среды дизели нужно заправлять только зимними сортами дизельного топлива и масла.

# ХАРАКТЕРИСТИКИ И ИСПЫТАНИЕ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

## Глава 29

## ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

### § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Динамические качества двигателя определяются показателями эффективной мощности  $N_e$ , числа оборотов  $n$  и крутящего момента  $M_k$ .

Экономические качества двигателя характеризуются его удельным расходом топлива  $g_e$ .

Для оценки динамических и экономических качеств двигателя на различных режимах работы и нагрузки служат его характеристики.

Характеристики представляют собой кривые, построенные по опытным данным, полученным при лабораторных испытаниях двигателя. Они позволяют установить зависимость какого-либо основного показателя (или нескольких показателей) работы двигателя от другого показателя или фактора, влияющего на его работу. Наиболее распространены следующие характеристики: *скоростная, регуляторная и холостого хода*. Для выявления наиболее выгодных регулировок двигателя в качестве вспомогательных снимаются *регулировочные* характеристики.

### § 2. РЕГУЛИРОВОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Значения регулируемых параметров двигателя, соответствующие его заданной мощности и наибольшей экономичности, называются *оптимальными*. Оптимальные регулировочные параметры двигателя определяются построением регулировочных характеристик.

К числу регулировочных относятся характеристики по расходу топлива, моменту подачи топлива (для дизелей), углу опережения зажигания (карбюраторные двигатели) и другие, показывающие зависимость мощности и удельного расхода топлива от ряда факторов (давления впрыска топлива форсункой, фаз газораспределения и т. д.).

Регулировочные характеристики снимаются для оценки правильности выбранных оптимальных регулировок двигателя и проверки их устойчивости при работе в эксплуатационных режимах.

Основные регулировочные параметры заносятся заводом в технические условия на изготовление двигателя.

### § 3. РЕГУЛИРОВОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПО РАСХОДУ ТОПЛИВА

Регулировочные характеристики по расходу топлива показывают изменение мощности и удельного расхода топлива в зависимости от часового расхода топлива. Они представляют собой кривые вида  $N_e, g_e = f(G_T)$ .

Регулировочная характеристика по расходу топлива карбюраторного двигателя (рис. 216, а) снимается при постоянном числе оборотов, полностью открытой дроссельной заслонке и оптимальном угле опережения зажигания. Количество подаваемого топлива регулируют, изменяя сечения калибровочного отверстия топливного жиклера,

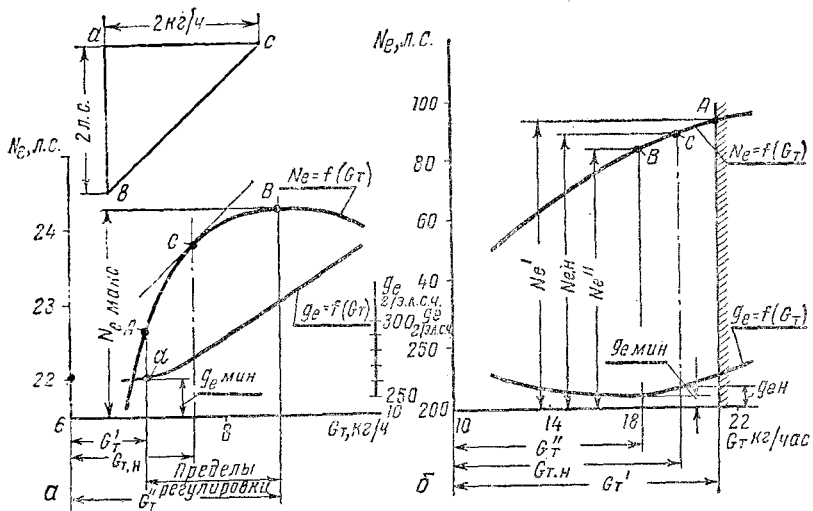


Рис. 216. Регулировочные характеристики по расходу топлива:  
 а — карбюраторного двигателя; б — дизеля.

Отметим на кривой  $N_e = f(G_T)$  характерные точки А и В. Мощность двигателя в точке А соответствует минимальному удельному расходу топлива  $g_{e \text{ мин}}$  (точка а на кривой  $g_e = f(G_T)$  при часовом расходе топлива  $G_T'$ ). В точке В мощность двигателя имеет максимальное значение  $N_{e \text{ макс}}$ .

Разница в регулировках, на которых достигаются  $N_{e \text{ макс}}$  и  $g_{e \text{ мин}}$ , объясняется следующим.

Для получения максимальной мощности двигатель регулируется на обогащенную смесь ( $\alpha = 0,8—0,9$ ). Когда двигатель работает на такой смеси, скорость распространения фронта пламени возрастает, среднее эффективное давление увеличивается, что и дает повышение мощности.

Однако если смесь чрезмерно обогащается ( $\alpha < 0,8$ ), то скорость распространения фронта пламени снижается, а количество теплоты, выделяемой при сгорании топлива, уменьшается. В результате мощность и экономичность двигателя падают. Для обеспечения минимального удельного расхода топлива двигатель регулируют на обедненную смесь ( $\alpha > 1$ ).

Обеднение смеси сопровождается увеличением коэффициента выделения теплоты и снижением потерь теплоты с отработавшими газами. Количество теплоты, полезно использованной от сгорания топлива, увеличивается, а экономичность работы двигателя повышается.

Из рассмотренного следует, что оптимальная регулировка двигателя по часовому расходу топлива  $G_{T,н}$  должна удовлетворять условию:

$$G'_T < G_{T,н} < G''_T.$$

Оптимальный часовой расход топлива  $G_{T,н}$  карбюраторных двигателей определяется графически. На диаграмме  $N_e = f(G_T)$  и  $g_e = f(G_T)$  строят прямоугольный треугольник  $abc$ , у которого катет  $ac$  параллелен оси абсцисс, а катет  $ab$  — оси ординат, причем каждый из них выполняется в масштабе диаграммы или кратном ему масштабе. Параллельно гипотенузе  $bc$  проводят касательную к кривой  $N_e = f(G_T)$ . Из точки касания  $C$  на ось абсцисс опускают перпендикуляр, точка пересечения которого с осью абсцисс даст оптимальное значение  $G_{T,н}$ .

Регулировочную характеристику по расходу топлива дизеля (рис. 216, б) снимают при постоянном числе оборотов и оптимальном угле опережения начала подачи топлива. Для каждого последующего

опыта рейку топливного насоса перемещают в сторону увеличения подачи топлива относительно предыдущего. Так как для каждого опыта число оборотов двигателя остается постоянным, а количество подаваемого топлива возрастает, то одновременно уменьшается коэффициент избытка воздуха.

Отметим на кривой  $N_e = f(G_T)$  две характерные точки  $A$  и  $B$ . В точке  $B$  мощность двигателя  $N_{e''}$  соответствует минимальному удельному расходу топлива. По мере увеличения часовой подачи топлива значение коэффициента избытка воздуха уменьшается и наступает момент, когда двигатель из-за неполного сгорания начинает работать с дымным выпуском (точка  $A$ ). Начало дымления двигателя, соответствующее мощности  $N_{e'}$ , отмечено штриховой линией. Так как дизель работает с большим коэффициентом избытка воздуха, то увеличение подачи топлива за пределами точки  $A$  даст некоторое повышение мощности. Однако при этом двигатель работает с увеличенным удельным расходом топлива и высокой температурой отработавших газов. Такой режим работы сопровождается усиленным нагарообразованием и может вызвать закоксовывание поршневых колец и другие вредные явления. Следовательно, оптимальная регулировка  $G_{Tн}$  должна лежать в пределах значений  $G_{T'} - G_{T''}$ . На кривой  $N_e = f(G_T)$  эта регулировка дает мощность  $N_{eн}$  в точке  $C$ .

Способ определения оптимальной регулировки таков. В соответствии с данными характеристики по топливу строят кривую (рис. 217) зависимость удельного расхода топлива от среднего эффективного давления  $g_e = f(p_e)$ , причем значения  $p_e$  подсчитывают по формулам (23), (24). Из начала координат  $O$  к кривой  $g_e = f(p_e)$  проводят касательную  $On$ . Точка касания  $A$  является точкой перегиба кривой  $g_e = f(p_e)$ , вслед за чем кривая резко идет вверх. Это происходит из-за неполноты сгорания топлива, и двигатель работает с дымным выпуском. Из точки  $A$  опускают перпендикуляр на ось абсцисс и находят значение  $p_{e'}$ , соответствующее началу дымления. На оси абсцисс откладывают величину  $0,9 p_{e'}$ , по которой в точке  $B$  определяют значение  $g_{e,н}$ . По удельному расходу топлива  $g_{e,н}$  на кривой  $N_e = f(G_T)$  (рис. 216, б) определяют мощность  $N_{e,н}$  (точка  $C$ ) и оптимальный часовой расход топлива  $G_{T,н}$ .

#### § 4. РЕГУЛИРОВОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПО УГЛУ ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ И УГЛУ НАЧАЛА ПОДАЧИ ТОПЛИВА

Характеристика по углу опережения зажигания (карбюраторные двигатели) отражает зависимость мощности, часового и удельного расходов топлива от угла опережения зажигания.

На рисунке 218, а по оси абсцисс отложены значения угла опережения зажигания  $\Theta^\circ$ , а по оси ординат — значения эффективной мощности  $N_e$ , часового  $G_T$  и удельного  $g_e$  расходов топлива. Характеристику снимают при постоянном числе оборотов, полностью открытой дроссельной заслонке и принятой регулировке карбюратора. Опыты заключаются в определении показателей  $N_e$ ,  $G_T$ ,  $g_e$  для различных значений угла опере-

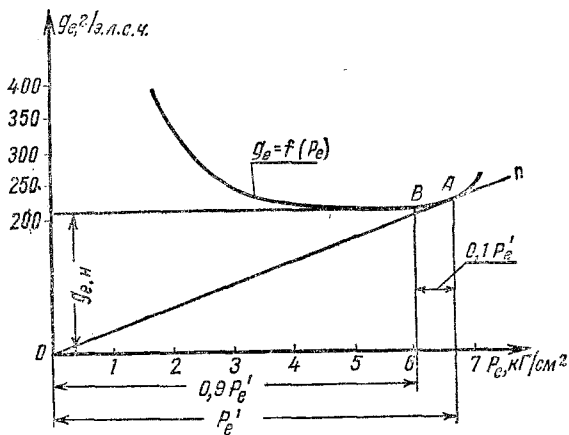


Рис. 217. Зависимость удельного расхода топлива от среднего эффективного давления.

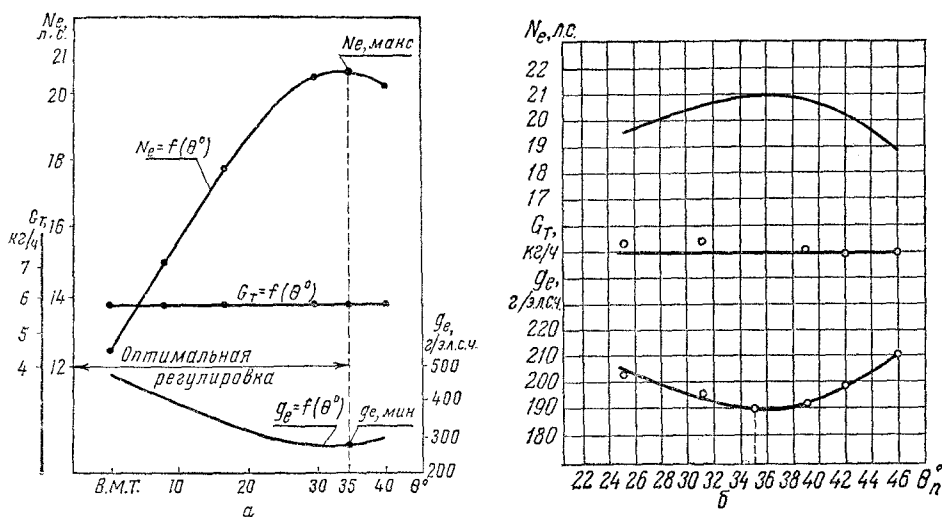


Рис. 218. Регулировочные характеристики:  
 а — по углу опережения зажигания; б — по углу опережения подачи топлива (дизель Д-21).

жения зажигания  $\theta^\circ$ , получаемых последовательным поворотом прерывателя от одного крайнего положения — позднего или раннего зажигания — к другому. Пределом увеличения угла опережения зажигания может явиться детонация двигателя, вызывающая падение мощности и увеличение удельного расхода топлива. Интервалы изменения угла  $\theta^\circ$  для каждого опыта составляют 3—5°. Оптимальный угол опережения зажигания (на рисунке он равен 35° до в. м. т.) соответствует максимальной мощности  $N_{e, \text{ макс}}$  и минимальному удельному расходу топлива  $g_{e, \text{ мин}}$ .

У двигателей, снабженных регулятором для автоматического изменения угла опережения зажигания, последовательно снимают несколько характеристик. Это позволяет определить пределы изменения угла для заданного диапазона чисел оборотов и нагрузок и проверить установку и действие регуляторов опережения зажигания.

**Регулировочная характеристика по углу опережения начала подачи топлива** (дизели) отражает зависимость эффективной мощности  $N_e$ , часового  $G_T$  и удельного  $g_e$  расходов топлива от угла начала подачи топлива  $\theta_n^\circ$ .

Эту характеристику снимают при работе на постоянном числе оборотов, принятом часовом расходе топлива и других оптимальных регулировках. Рейку топливного насоса закрепляют в положении начала включения корректора подачи топлива, для изменения угла опережения начала подачи топлива устанавливают муфту опережения. Последовательность снятия этой характеристики такая же, как и для характеристики по углу опережения зажигания.

Характеристика двигателя Д-21 (рис. 218, б) снята на номинальном скоростном режиме (1700 об/мин) и рекомендуемом часовом расходе топлива. Оптимальный угол опережения начала подачи топлива 31—33° до в. м. т. по углу поворота коленчатого вала.

## § 5. СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Скоростная характеристика отражает зависимость мощностных и экономических показателей работы двигателя от числа оборотов его коленчатого вала, то есть представляет собой кривые вида  $N_e$ ,  $M_R$ ,  $G_T$ ,  $g_e = f(n)$ . Скоростные характеристики могут быть сняты при работе с прикрытым дросселем (карбюраторные двигатели) или с неполной по-



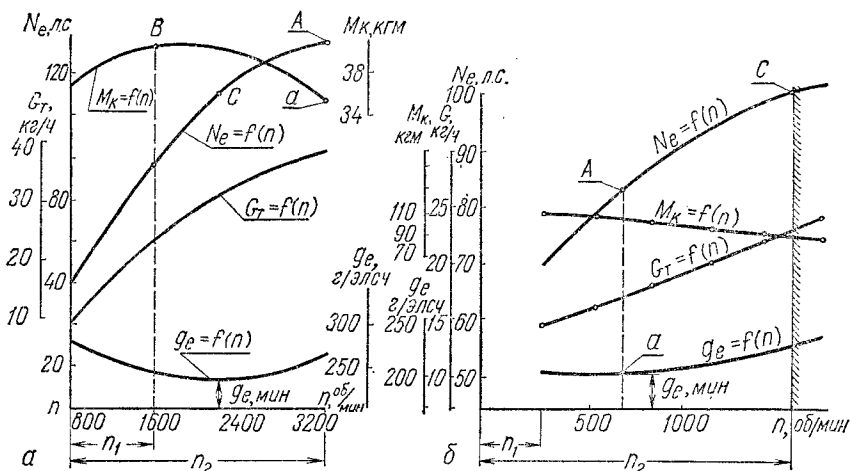


Рис. 219. Скоростные характеристики:  
 а — двигателя ЗИЛ-130; б — дизеля.

дачей топлива (дизели). Такие характеристики называются *частичными*. Частичные характеристики снимаются для оценки экономичности работы двигателя на различных нагрузках и скоростных режимах.

Скоростную характеристику двигателя, оборудованного регулятором числа оборотов, снимают при выключенном регуляторе. Для этого дроссельную заслонку закрепляют в требуемом положении. Затем, тормозя двигатель, уменьшают число его оборотов до значения  $n_1$ , при котором еще возможна устойчивая его работа. Начиная с этого момента, делают необходимые измерения, постепенно разгружая двигатель. Для каждого скоростного режима (опыта), если это допускается конструкцией двигателя, подбирают наиболее выгодный угол опережения зажигания или подачи топлива.

Скоростная характеристика карбюраторного двигателя показана на рис. 219, а. Отметим на кривых следующие точки: А — максимальной мощности двигателя  $N_{e\text{ макс}}$ , В — мощности, дающей максимальный крутящий момент  $M_{k\text{ макс}}$  и С — мощности, соответствующей минимальному удельному расходу топлива  $g_{e\text{ мин}}$ . В диапазоне от минимального устойчивого числа оборотов  $n$  под полной нагрузкой до оборотов  $n_1$ , соответствующего значению крутящего момента  $M_{k\text{ макс}}$ , эффективная мощность двигателя возрастает пропорционально числу оборотов. Участок кривой  $N_e = f(n)$  в диапазоне чисел оборотов  $n_1 - n_2$  более пологий, чем остальная часть кривой, из-за снижения коэффициента наполнения и коэффициента выделения тепла, а также вследствие увеличения потерь на трение. За точкой А происходит падение мощности, так как увеличение числа оборотов свыше  $n_2$  ведет к снижению перечисленных выше коэффициентов и к резкому возрастанию потерь на трение.

Отметим на кривой  $M_k = f(n)$  точку а, соответствующую крутящему моменту  $M_{kн}$  при  $N_{e\text{ макс}}$ . По значениям  $M_{k\text{ макс}}$  и  $M_{kн}$  подсчитывают запас крутящего момента двигателя:

$$\mu = \frac{M_{k\text{ макс}} - M_{kн}}{M_{kн}} \cdot 100\% \quad (71)$$

Запас крутящего момента характеризует способность двигателя преодолеть кратковременное увеличение внешних сопротивлений трактора или автомобиля без перехода на низшую передачу. Для тракторных двигателей и двигателей грузовых автомобилей, работающих, как правило,

с полным использованием мощности, запас крутящего момента, обеспечивающий хорошие динамические качества, должен составлять 15—20%.

**Скоростная характеристика дизеля** показана на рисунке 219, б. На кривой  $N_e=f(n)$  отметим две точки: *A* — мощности при минимальном удельном расходе топлива и *C* — мощности, соответствующей началу работы дизеля с дымлением. Точка *a* кривой  $g_e=f(n)$  дает значение минимального удельного расхода топлива. Обычно у дизелей протекание кривых  $M_k=f(n)$  более пологое, нежели у карбюраторных двигателей. Это объясняется конструктивными особенностями топливных насосов, так как при снижении числа оборотов от  $n_2$  до  $n_1$  происходит увеличение коэффициента наполнения и уменьшение подачи топлива на цикл, отчего коэффициент избытка воздуха увеличивается, а значения среднего эффективного давления и крутящего момента почти не возрастают. Для того чтобы устранить этот недостаток, в конструкцию топливных насосов введены корректоры (см. § 3 главы 13). Корректор увеличивает цикловую подачу топлива на режимах перегрузки, улучшая характеристику крутящего момента.

Если при снятии скоростной характеристики одновременно с замерами эффективной мощности на валу двигателя измерять его индикаторную мощность, то по данным  $N_i$  и  $N_e$  для каждого опыта можно построить на одном графике зависимости индикаторной  $N_i$  и эффективной  $N_e$  мощностей, а также среднего индикаторного  $p_i$  и среднего эффективного  $p_e$  давлений в функции числа оборотов  $n$ . На этом графике разница ординат  $N_i-N_e$  дает значения потерь мощности  $N_T$  на трение и привод вспомогательных механизмов, а разница ординат  $p_i-p_e$  — усилий, затрачиваемых на трение и привод вспомогательных механизмов двигателя (давление трения  $p_T$ ). Полученные данные позволяют определить и построить зависимость изменения механического к. п. д. двигателя от числа оборотов  $\eta_m=f(n)$ , так как отношение эффективной мощности двигателя к его индикаторной мощности есть механический к. п. д. двигателя. Показатели  $p_T$  и  $\eta_m$  позволяют сделать оценку двигателя с точки зрения качества обработки поверхностей трения двигателя и совершенства его вспомогательных механизмов.

## § 6. РЕГУЛЯТОРНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА И ХАРАКТЕРИСТИКА ХОЛОСТОГО ХОДА

**Регуляторная характеристика** отражает зависимость числа оборотов, расхода топлива и крутящего момента от эффективной мощности двигателя при воздействии регулятора на механизмы подачи топлива, то есть представляет собой кривые вида  $n$ ,  $G_T$ ,  $g_e$ ,  $M_k=f(N_e)$ . Характеристика, снятая при перестановке органа управления подачей топлива в сторону снижения номинального скоростного режима, называется *частичной*.

Снятие характеристики заключается в проведении ряда опытов с постепенной загрузкой двигателя, начиная с холостого хода до получения максимальной мощности, а затем и максимального крутящего момента. Количество опытов берется таким, чтобы оно позволило установить закономерность в изменении мощности и крутящего момента на всем диапазоне нагрузок двигателя, начиная с холостого хода и кончая областью перегрузки.

Регуляторная характеристика позволяет судить о динамических и экономических качествах двигателя, снабженного регулятором, с принятыми для эксплуатации регулировками. По регуляторной характеристике проверяется правильность настройки регулятора, определяются по формулам степень его неравномерности (64) и запас крутящего момента двигателя (71).

Кривая  $n=f(N_e)$  регуляторной характеристики (рис. 220) имеет две части: участок  $ав$ , на котором работа двигателя управляется регулятором, и участок  $вс$ , на котором регулятор не оказывает действия на работу двигателя. При увеличении нагрузки (на участке  $вс$ ) происходит резкое падение числа оборотов и подача топлива увеличивается за счет действия корректора. Участок  $ав$  характеристики называется *регуляторной ветвью*, а участок  $вс$  — *безрегуляторной ветвью*. В ряде случаев отчетливой границы между этими участками может и не быть, что определяется особенностями устройства корректора.

Перечислим характерные точки кривых, соответствующие следующим режимам работы двигателя: точка  $a$  кривой  $n=f(N_e)$  — максимальному числу оборотов  $n_{x, макс}$  коленчатого вала двигателя на холостом ходу; точка  $в$  этой же кривой — максимальной мощности  $N_{ен}$  двигателя при работе на регуляторе, которая называется *номинальной*; точка  $d$  на кривой  $M_k=f(N_e)$  — крутящему моменту  $M_{к,н}$ , развиваемому двигателем при номинальной мощности; точка  $к$  этой же кривой — максимальному крутящему моменту  $M_{к, макс}$ ; точка  $e$  на кривой  $G_T=f(N_e)$  — часовому расходу  $G_{т,н}$  топлива при максимальной мощности двигателя; точка  $f$  на этой же кривой — часовому расходу  $G_{т,х}$  топлива при работе двигателя на максимальных оборотах холостого хода; точка  $h$  на кривой  $g_e=f(N_e)$  — удельному расходу  $g_{ен}$  топлива при номинальной мощности двигателя; точка на той же кривой — минимальному удельному расходу топлива  $g_{е, мин}$ .

Характеристика холостого хода (рис. 221) показывает зависимость часового расхода  $G_T$  топлива от числа оборотов  $n$  коленчатого вала двигателя и служит для оценки экономичности работы двигателя на холостом ходу. Таким образом, графически это кривая вида  $G_{т,х}=f(n)$ .

Снятие характеристики заключается в последовательном изменении числа оборотов двигателя, начиная с минимальных и кончая максимальными оборотами холостого хода, с замерами расхода топлива для каждого скоростного режима. У карбюраторных двигателей перед снятием характеристики проводится регулировка холостого хода двигателя. Регулировка карбюратора для работы на холостом ходу должна обеспечить устойчивую работу двигателя при минимальном часовом расходе топлива.

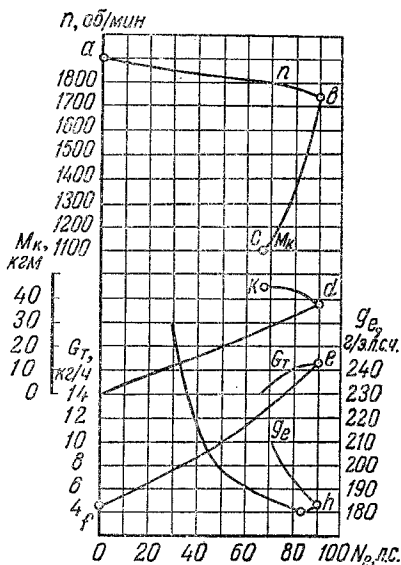


Рис. 220. Регуляторная характеристика дизеля АМ-41.

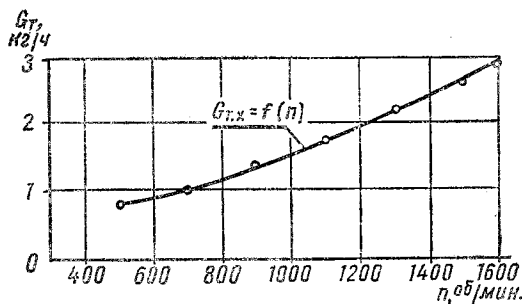


Рис. 221. Характеристика холостого хода дизеля Д-50.

## § 7. ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ

Рассмотрим некоторые примеры практического применения рассмотренных выше характеристик. При испытаниях

нового двигателя важно оценить его топливную экономичность. По скоростной или регуляторной характеристике можно определить минимальный удельный расход топлива и удельный расход топлива при максимальной мощности. Однако для оценки экономичности двигателя этих двух показателей недостаточно. Важно учесть характер протекания кривой удельного расхода топлива в зависимости от режимов его работы — найти оценочный удельный расход топлива  $g_{e\text{ оц}}$ . Величину  $g_{e\text{ оц}}$  для автомобильных двигателей определяют из средних значений удельного расхода топлива по скоростной характеристике в диапазоне от номинальных оборотов  $n_n$  до 1,2 минимального рабочего числа оборотов  $n_{\text{мин}}$ \* или по нагрузочной характеристике на оборотах  $0,5 n_n$  в диапазоне нагрузок от 25 до 100%. Оценочный удельный расход топлива для тракторных двигателей находят из средних значений удельного расхода топлива по регуляторной характеристике в диапазоне нагрузок от 40 до 100%.

Для экономичной работы тракторного дизеля на эксплуатационных нагрузках значение оценочного расхода топлива  $g_{e\text{ оц}}$  не должно превышать значения минимального расхода топлива  $g_{e\text{ мин}}$  более чем на 10—12%.

Динамические и экономические показатели двигателя могут быть проверены по его регуляторной характеристике.

Для проверки стабильности динамических качеств двигателя снимают регуляторную характеристику и полученные данные сравнивают с паспортными показателями двигателя.

В условиях эксплуатации важно знать, насколько полно загружен двигатель при работе трактора с данным агрегатом. Для этого в процессе работы трактора измеряют количество топлива, израсходованного за контрольную смену, и определяют часовой расход топлива. Затем полученный часовой расход топлива переносят на регуляторную характеристику данного двигателя и находят среднее значение мощности, характеризующей загрузку двигателя.

## Глава 30

### ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

#### § 1. КЛАССИФИКАЦИЯ И СОДЕРЖАНИЕ ИСПЫТАНИЙ

Испытания двигателей, в зависимости от их целей и назначения, подразделяются на *исследовательские, приемные* и *контрольные*. Испытания с исследовательскими целями чаще всего проводятся в процессе создания и усовершенствования новой модели двигателя. Приемные испытания опытных образцов двигателей необходимы для решения вопроса о их производстве. Контрольные испытания двигателей проводят на заводе и испытательных станциях для проверки качества изготовления или ремонта. Методы проведения контрольных и приемных испытаний двигателей стандартизованы. Объем, содержание, задачи и сроки испытаний, в зависимости от их цели и назначения, определяются программой.

#### § 2. ОБОРУДОВАНИЕ И ПРИБОРЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ

**Тормозные установки** служат для снятия характеристик двигателей. Эти установки должны обеспечивать получение устойчивых нагрузок и плавное их регулирование в широком диапазоне оборотов. Применяются механические, гидравлические и электрические тормозные установки (стенды).

\* Величина  $n_{\text{мин}}$  определяется для автомобильных двигателей и составляет наименьшее число оборотов коленчатого вала при полном открытии дроссельной заслонки или полной подаче топлива, при которых двигатель работает устойчиво.

В механическом тормозе развиваемая двигателем механическая энергия расходуется на преодоление сил трения. Образующееся при этом тепло отводится от тормоза охлаждающей водой.

Тормоз состоит из шкива, вал которого соединен с валом двигателя, деревянных колодок с фрикционными накладками, охватывающих шкив, и весового механизма. Момент сил трения, создаваемый тормозом, регулируется затяжкой гаек, прижимающих колодки к шкиву. В качестве весового устройства используются почтовые весы или манометр с гидравлической передачей.

В механическом тормозе трудно поддерживать постоянную нагрузку и неизменное число оборотов, особенно в режимах перегрузки.

Гидравлический тормоз представляет собой заполненный водой кожух 7 (рис. 222) с ротором 4, приводимым во вращение испытуемым двигателем. В полость кожуха подается вода, количество которой регулируется вентилем 6.

При вращении ротора двигателем вода отбрасывается к внешней части ротора и, ударяясь о стенку кожуха, идет к центру ротора, совершая вихревое движение. Для увеличения сил трения ротор имеет отверстие, а кожух — ребра.

Размеры кольцевого слоя воды в кожухе, определяющие тормозной момент, регулируются положением входных отверстий патрубков 2, поворачиваемых червячным колесом 1.

Сопrotивление воды вращению ротора передается кожуху, установленному на шарикоподшипниках и опирающемуся своим плечом на весовой механизм.

Развиваемая двигателем механическая энергия превращается тормозом в тепло, возникающее вследствие ударов и трения воды о диски.

Выделенное тепло отводится с нагретой водой через сливное отверстие в нижней части статора. Недостатком гидравлических тормозов является слишком малый тормозной момент на малых числах оборотов; для устранения этого недостатка прибегают к установке специальных редукторов.

Электрический тормоз представляет собой генератор, приводимый испытуемым двигателем. Вырабатываемая генератором электрическая энергия отдается в нагрузочную сеть, которой служит реостат или внешняя сеть. Электрический тормоз любого типа выгодно отличается от механического и гидравлического тормоза высокой точностью, возможностью устойчиво нагрузить испытуемый двигатель в широких пределах чисел оборотов, плавно и тонко регулировать нагрузку.

Электрические тормозные стенды могут использоваться в качестве обкаточных стендов, работа при этом в режиме электродвигателя. В стенде СТЭ-28 используется стандартный асинхронный электродвигатель АК-81-6 с контактными кольцами (мощность 28 квт, напряжение 220/380 в, частота 965 об/мин). Корпус электродвигателя 9 (рис. 223) опирается на шарикоподшипники в стойках 7, которые прикреплены к

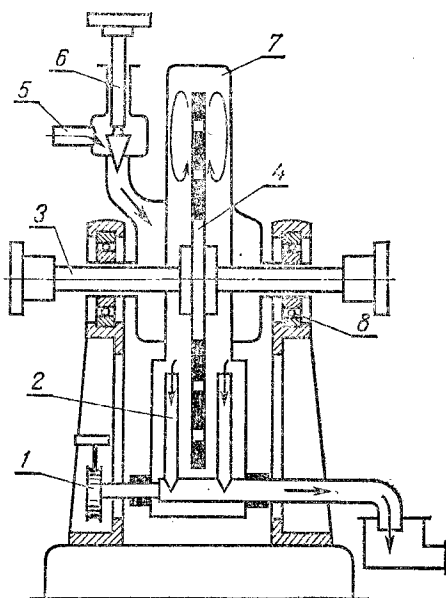


Рис. 222. Схема гидравлического тормоза:

1 — червячное колесо; 2 — патрубки; 3 — вал; 4 — ротор; 5 — подводящий трубопровод; 6 — вентиль; 7 — кожух; 8 — шарикоподшипник.

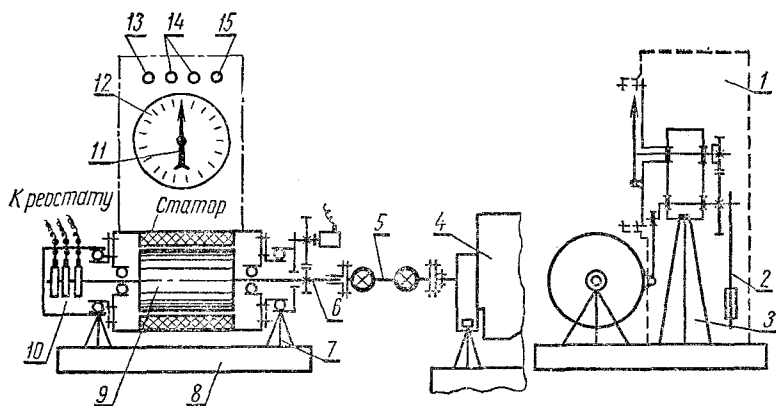


Рис. 223. Схема электрического тормоза СТЭ-28:

1 — пульт; 2 — маятник; 3 — стойка весового механизма; 4 — испытуемый двигатель; 5 — промежуточное соединение; 6 — датчик электротактометра; 7 — стойка балансира; 8 — плита; 9 — электрический двигатель; 10 — коллектор; 11 — стрелка весового механизма; 12 — циферблат; 13 — манометр; 14 — термометры; 15 — тахометр.

фундаментной плите 8, и имеет возможность качаться относительно своей продольной оси. Крутящий момент при испытании и момент сопротивления сил трения при холодной обкатке двигателя измеряются весовым механизмом, состоящим из маятникового устройства со стрелкой 11 и циферблата 12, помещенного на пульте 1 управления и протарированного в обе стороны от 0 до 50 кг. Стенд снабжен жидкостным реостатом для регулирования нагрузки тормоза при испытаниях двигателя. Реостат используется также для регулирования числа оборотов электродвигателя при холодной обкатке двигателя или нагрузки при его горячей обкатке.

Пульт 1 стенда снабжен измерительными приборами: манометром 13 давления масла в системе смазки, дистанционными термометрами 14, электрическим дистанционным тахометром 15. Для измерения числа оборотов вала тормоза предусмотрен датчик 6 электротактометра.

Установка для измерения расхода топлива — это обычно резервуар, установленный на весах определенной точности, из которого топливо поступает в двигатель.

**Приборы для измерения числа оборотов.** Для измерения мгновенного числа оборотов служат тахометры. Наибольшее применение получили центробежные приставные и электрические тахометры. Центробежные приставные тахометры позволяют делать измерения в пределах от 25 до 30 000 об/мин. Электрические тахометры наиболее удобны, а их точность выше, чем у центробежных. Они позволяют делать замеры числа оборотов дистанционно, присоединять несколько указателей.

Для измерения времени опыта применяются секундомеры точностью до 0,2 сек.

Для измерения температуры окружающего воздуха, масла в картере, воды в системе охлаждения, горячей смеси во впускном трубопроводе (карбюраторные двигатели), отработавших газов используются термометры расширения (ртутные, спиртовые), манометрические и электрические термометры и термоэлектрические пирометры.

### § 3. ТЕХНИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ И ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ

Перед испытанием двигателя проверяют тормозное устройство, подготавливают измерительную аппаратуру. Двигатель проходит обкатку согласно инструкции завода или технологии ремонта. Тщательно проверяют техническое состояние и регулировочные показатели двигателя.

Если двигатель установлен на раме трактора, то его не рекомендуют снимать с рамы, ибо это нарушает центровку. В этом случае вал тормоза соединяют с коленчатым валом двигателя через вал отбора мощности трактора. При соединении вала отбора мощности с валом тормоза, чтобы устранить возможное несовпадение их осей, применяют гибкие муфты.

После пробного пуска и проверки двигателя снимают несколько контрольных точек характеристики.

Перед началом каждого опыта двигатель должен работать устойчиво, с постоянным числом оборотов и иметь нормальный температурный режим. Каждый опыт для получения достоверных результатов проводят несколько раз. Время опыта зависит от устойчивости работы двигателя и тормоза. Для тормозных устройств, работающих неустойчиво, это время обычно сокращают, а количество опытов увеличивают.

Режимы работы двигателя при переходе от одного опыта к другому меняют в установленных границах последовательно в большую или меньшую сторону, в зависимости от типа снимаемой характеристики. Если какую-либо точку характеристики нужно дополнительно уточнить, то режим работы, соответствующий ранее выполненному опыту, полностью восстанавливают.

Данные, полученные во время опыта, заносят в журнал испытаний и обрабатывают непосредственно в процессе испытаний. В журнале указывают наименование двигателя, его номер, на какой машине установлен, приводят дату и место испытания. Кроме того, отмечают, какая характеристика снималась, на каком тормозе, передаточное число от коленчатого вала двигателя к валу тормоза и к. п. д. передачи. Указывают название и стандарт топлива и картерного масла, на которых работал двигатель во время испытаний, а также барометрическое давление. В журнал заносят все изменения в работе двигателя (начало и характер дымления, вибрация, стуки и т. д.).

Опытные данные, заносимые в журнал, можно разбить на три группы: а) регулировочные показатели; б) результаты непосредственных измерений во время опыта и в) результаты опыта, полученные путем подсчетов по соответствующим формулам.

К регулировочным показателям относятся величины открытия топливного жиклера и дроссельной заслонки или положения рейки насоса, угол опережения зажигания или начала подачи топлива.

Во время каждого опыта измеряют продолжительность опыта, тормозное усилие, число оборотов вала тормоза, расход топлива за опыт, а также температуры окружающего воздуха, охлаждающей воды, масла в картере, отработавших газов и давления масла в системе смазки, топлива в системе питания, газов в картере двигателя.

Для каждого опыта подсчитывают число оборотов коленчатого вала двигателя и, учитывая наличие промежуточной передачи между двигателем и валом тормоза, определяют крутящий момент, мощность, полученную непосредственно во время опыта, и мощность, приведенную к нормальным условиям (для карбюраторных двигателей), часовой и удельный расход топлива, запас крутящего момента и степень неравномерности регулятора. Ниже приведены формулы для определения этих показателей.

Крутящий момент двигателя

$$M_k = \frac{Pl}{\eta} \text{ кгМ}, \quad (72)$$

где  $P$  — показания весового механизма тормоза, кг;

$l$  — плечо весового устройства тормоза, м;

$\eta$  — коэффициент полезного действия промежуточной передачи между двигателем и тормозом.

Эффективная мощность двигателя

$$N_e = \frac{PIn}{716,2\eta} \text{ л.с.}, \quad (73)$$

где  $n$  — число оборотов вала тормоза, *об/мин.*

Как указывалось выше (см. § 1 главы 5), на мощность и крутящий момент карбюраторного двигателя оказывает влияние коэффициент наполнения  $\eta_v$ , величина которого зависит от температуры окружающего воздуха и барометрического давления. Для сравнимости результатов испытаний карбюраторных двигателей величины  $N_e$  и  $M_k$  приводятся к нормальным температурным и барометрическим условиям по формулам:

$$N'_e = \alpha N_e; \quad (74)$$

$$M'_k = \alpha M_k, \quad (75)$$

где  $N'_e$  и  $M'_k$  — соответственно приведенные к нормальным температурным и барометрическим условиям мощность и крутящий момент;

$$\alpha — \text{коэффициент, равный } \frac{760}{B} \cdot \frac{530 + t}{545};$$

$B$  — барометрическое давление, *мм рт. ст.*

$t$  — температура окружающей среды,  $^{\circ}\text{C}$ .

Часовой расход топлива

$$G_r = \frac{3,6G_{\text{оп}}}{T_{\text{оп}}} \text{ кг/ч}, \quad (76)$$

где  $G_{\text{оп}}$  — расход топлива за опыт, *г*;

$T_{\text{оп}}$  — время опыта, *сек.*

Удельный расход топлива

$$g_e = 1000 \frac{G_r}{N_e} \text{ г/э.л.с.ч.} \quad (77)$$

По формулам (64) и (71) подсчитывают степень неравномерности регулятора и запас крутящего момента двигателя.

По окончании испытаний строят характеристики и составляют таблицу основных показателей.



РАЗДЕЛ ДЕВЯТЫЙ

# СИЛОВАЯ ПЕРЕДАЧА ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

---

Глава 31

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧАХ

### § 1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ

**Силовая передача** служит для передачи крутящего момента от двигателя к ведущим колесам машины и его преобразования в зависимости от внешних сопротивлений движению и выполняемого технологического процесса.

Сопротивление движению тракторного агрегата и автомобиля меняется непрерывно и в широких пределах. Это объясняется колебаниями удельного сопротивления почвы и загрузки рабочих органов машин, изменениями сопротивления качению колес и сцепления их с грунтом или дорогой, возникающими на пути движения подъемами и уклонами и т. д.

Соответственно этому требуется менять крутящий момент, подводимый к ведущим колесам (гусеницам), как для преодоления возросших сопротивлений, так и для более полного использования мощности двигателя, получения высокой производительности при наименьшем расходе топлива.

В то же время двигатели внутреннего сгорания обладают весьма ограниченными свойствами саморегулирования — автоматического изменения крутящего момента и числа оборотов в зависимости от изменения внешних сопротивлений.

Так, запас крутящего момента двигателя внутреннего сгорания не превышает 20% (см. § 5 главы 29).

Изложенными причинами и обусловлена необходимость применения силовых передач на тракторах и автомобилях, снабженных двигателями внутреннего сгорания.

По характеру изменения передаточного числа различают *бесступенчатые*, *ступенчатые* и *комбинированные*, а по способу преобразования крутящего момента — *гидравлические*, *электрические* и *механические* силовые передачи. Рассмотрим принципы их действия.

### § 2. БЕССТУПЕНЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

К бесступенчатым передачам относятся гидравлические, электрические и механические фрикционные передачи.

По рабочему процессу **гидравлические передачи** делятся на гидродинамические и гидрообъемные (гидростатические).

Гидродинамическая передача включает в себя гидродинамический преобразователь крутящего момента — гидротрансформатор, в котором для преобразования крутящего момента используется кинетическая энергия жидкости, циркулирующей в замкнутом контуре.

*Гидротрансформатор* состоит из трех колес с лопатками: колеса центробежного насоса 2 (рис. 224, а, б), колеса турбины 3 и колеса реактора 4, заключенных в общий кожух, заполненный маловязким маслом. Колесо насоса 2 с расположенными по его окружности лопатками

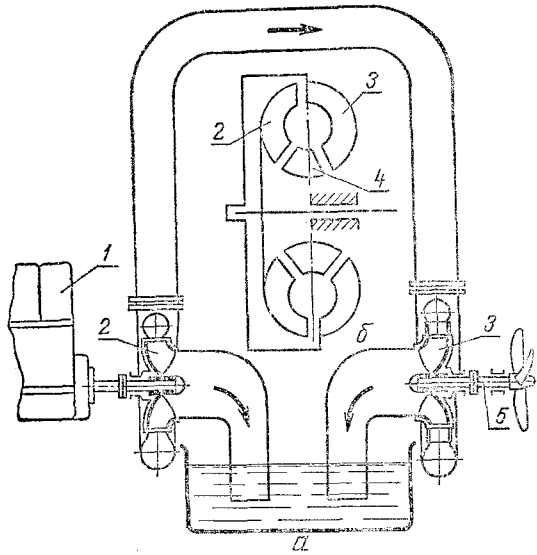


Рис. 224. Схема гидродинамической передачи:  
 а — упрощенная модель гидротрансформатора; б — схема одноступенчатого гидротрансформатора: 1 — двигатель; 2 — центробежный насос; 3 — турбина; 4 — реактор; 5 — силовая передача.

связано с коленчатым валом двигателя 1 и приводится им во вращение. Турбина 3 закреплена на ведомом валу механического редуктора, передающего далее последовательно крутящий момент на ведущие колеса машины; лопатки колеса турбины расположены у выхода из колеса насоса. Реактор 4 является неподвижной частью гидротрансформатора. Лопатки реактора выполнены так, что поступающий из турбины в реактор поток жидкости на выходе из него имеет направление, совпадающее с вращением насоса. Этим реактор способствует вращению колеса насоса.

Циркуляция жидкости в гидротрансформаторе происходит под действием центробежных сил, возникающих при вращении колеса насоса.

В процессе работы гидротрансформатора проходят между лопатками насосного, турбинного и реакторного колес образуют полость, называемую кругом циркуляции; в нем происходит непрерывное движение жидкости по замкнутому контуру: от насоса к турбине, от турбины к реактору и от реактора к насосу и т. д.

Гидротрансформаторы могут быть одно-, двух- и трехступенчатыми. Каждая ступень передает крутящий момент на ведущий вал, благодаря чему достигается более высокое преобразование крутящего момента.

Преобразование крутящего момента гидротрансформатором оценивается коэффициентом трансформации:

$$k_{\text{ГТ}} = \frac{M_{\text{Т}}}{M_{\text{Н}}}, \quad (78)$$

где  $M_{\text{Т}}$  и  $M_{\text{Н}}$  — соответственно крутящие моменты турбины и насоса.

Передающее отношение гидротрансформатора определяется как отношение числа оборотов вала турбины  $n_{\text{Т}}$  к числу оборотов вала насоса  $n_{\text{Н}}$ :

$$i_{\text{ГТ}} = \frac{n_{\text{Т}}}{n_{\text{Н}}}. \quad (79)$$

Коэффициент трансформации и передающее отношение изменяются автоматически, в зависимости от условий работы трактора или автомобиля. При возрастании внешних сопротивлений движению машины скорость вращения турбины падает, а передаваемый момент возрастает, и наоборот. Возникающие при работе гидротрансформатора гидравлические потери оцениваются его к. п. д., который представляет собой отношение мощности на ведомом валу к мощности, подведенной к гидротрансформатору:

$$\eta_{\text{ГТ}} = \frac{N_{\text{Т}}}{N_{\text{Н}}} = \frac{M_{\text{Т}}n_{\text{Т}}}{M_{\text{Н}}n_{\text{Н}}} = k_{\text{ГТ}}i_{\text{ГТ}}, \quad (80)$$

где  $N_{\text{Т}}$  и  $N_{\text{Н}}$  — соответственно мощности на валу турбины и насоса.

По характеру взаимодействия гидротрансформатора с двигателем различают непрозрачные и прозрачные гидротрансформаторы.

Непрозрачным называют такой гидротрансформатор, у которого число оборотов и нагрузка турбины не изменяют режима работы насоса. В этом случае число оборотов и крутящий момент двигателя зависят только от положения органов подачи топлива. Такой гидротрансформатор изолирует двигатель от воздействия на него меняющихся внешних сопротивлений.

В прозрачном гидротрансформаторе имеет место обратное явление. Он изменяет режим работы двигателя в зависимости от изменения нагрузки на валу турбины так, что при неизменном положении органов подачи топлива число оборотов коленчатого вала с увеличением скорости автомобиля повышается, и наоборот. Вследствие этого на больших нагрузках двигатель работает в диапазоне высоких моментов, а при снижении нагрузки повышает число оборотов и использует большие мощности, что улучшает соответствующим образом динамические и экономические качества автомобиля.

График к. п. д. гидротрансформатора и коэффициента трансформации в зависимости от передаточных отношений, то есть кривые вида  $\eta_{гт} = f(i_{гт})$ , называется его характеристикой (рис. 225).

При возросшем сопротивлении движению скорость машины снижается, обороты турбины падают. Наибольшего значения  $k_{гт}$  достигает при заторможенной турбине (точка *Б*). Точка *А* кривой  $\eta_{гт} = f(i_{гт})$  дает максимальное значение к. п. д. гидротрансформатора (0,85—0,88).

Как видно из характеристики, оптимальные значения к. п. д. лежат в узком интервале передаточных отношений. Для полного и экономичного использования мощности двигателя гидротрансформатор при работе с низким к. п. д. переводится в режим гидромукты или блокируется, участвуя только в передаче крутящего момента. На характеристике переход гидротрансформатора в режим гидромукты соответствует точкам *В* и *В'*.

Гидротрансформаторы, работающие в режиме гидромукты, называются комплексными. Для того чтобы гидротрансформатор работал в режиме гидромукты, его реактор устанавливают на муфте свободного хода. Реактор может вращаться только в одном направлении — вслед за насосным и турбинным колесами. При вращении в другую сторону реактор заклинивается муфтой и жестко связывается с картером гидротрансформатора.

В гидрообъемных передачах используется энергия статического напора жидкости, заключенной между рабочими элементами насоса и приводимого им в действие гидравлического двигателя.

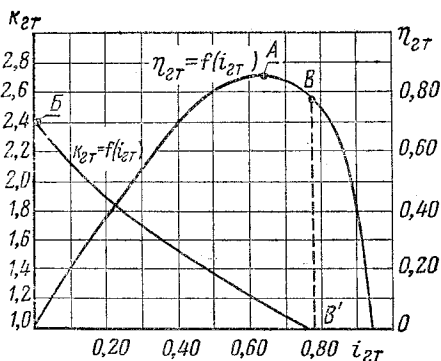


Рис. 225. Характеристика гидротрансформатора.

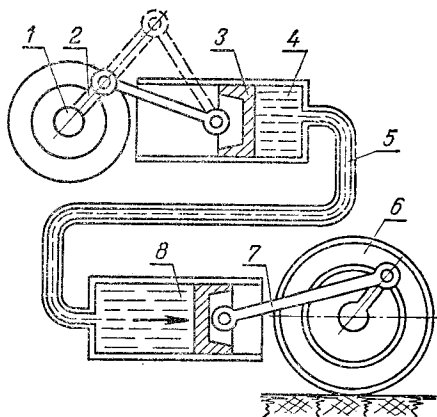


Рис. 226. Схема гидрообъемной силовой передачи:

1 — коленчатый вал двигателя внутреннего сгорания; 2, 7 — кривошипные механизмы; 3 — поршень; 4 — гидравлический насос; 5 — нагнетательный трубопровод; 6 — колесо трактора (автомобиля); 8 — гидравлический двигатель.

Насос 4 (рис. 226), получающий вращение от двигателя внутреннего сгорания, подает под давлением жидкость по нагнетательному трубопроводу 5 к гидравлическому двигателю 8, поршень которого с помощью кривошипного механизма 7 приводит во вращение колесо 6 трактора (автомобиля). Рабочими элементами насоса и гидравлического двигателя могут быть лопатки, шестерни и т. д., либо поршни, как в нашем примере. После того как энергия напора, сообщенная жидкости насосом, будет преобразована в механическую работу, жидкость поступает к всасывающей полости насоса, и процесс повторяется. В гидрообъемных передачах производительность насоса можно изменять. На приведенной схеме это достигается изменением длины кривошипа 2 (показано пунктиром). С изменением длины кривошипа и при постоянном числе оборотов коленчатого вала двигателя количество подаваемой жидкости к гидравлическому мотору 8 меняется, его поршень начинает делать большее или меньшее число ходов, обеспечивая этим преобразование крутящего момента на ведущих колесах. В реальных гидрообъемных передачах регулирование крутящего момента осуществляется изменением рабочих объемов насоса и гидравлического двигателя и может выполняться автоматически или водителем.

**Электрические передачи** тракторов и автомобилей выполняются на постоянном токе, несмотря на то, что по ряду показателей он уступает переменному току. Это объясняется трудностями бесступенчатого регулирования скорости вращения и нагрузки асинхронных двигателей переменного тока.

У трактора с электрической силовой передачей генератор, приводимый в действие двигателем внутреннего сгорания, вырабатывает электрическую энергию и передает ее тяговому электродвигателю.

В качестве тягового электродвигателя применяется электродвигатель постоянного тока с обмоткой возбуждения, соединенной последовательно с обмоткой якоря.

Такой электродвигатель обладает высокими преобразующими свойствами в сравнении с электродвигателями других типов.

**Механическая фрикционная передача.** Наиболее простыми фрикционными передачами являются клиноременные вариаторы, применяемые в силовых передачах сельскохозяйственных машин. Вариатор состоит из двух раздвижных стальных шкивов конической формы, соединенных между собой клиновидным ремнем или стальной металлической пластинчатой цепью и работающих в масле. При изменении сопротивления на ведомом валу происходит перераспределение усилий на шкивах. При этом действующие на конические поверхности шкивов силы перемещают их в осевом направлении и передаточное число передачи меняется.

### §3. СТУПЕНЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Ступенчатую силовую передачу трактора составляют муфта сцепления, промежуточное соединение, коробка передач, главная передача, дифференциал у колесного трактора или механизм поворота у гусеничного трактора и конечные передачи. Все эти механизмы, за исключением муфты сцепления, состоят из цилиндрических и конических шестерен, их валов и подшипников, помещенных в закрытые корпуса (картеры) и работающие в масле (см. рис. 6А).

Ступенчатая силовая передача автомобиля несколько отличается от силовой передачи трактора и состоит из муфты сцепления, коробки передач, карданной передачи, главной передачи и дифференциала.

Однако, несмотря на отмеченные различия, обусловленные назначением, условиями и режимами работы трактора и автомобиля, их силовые передачи основаны на одном и том же принципе ступенчатого из-

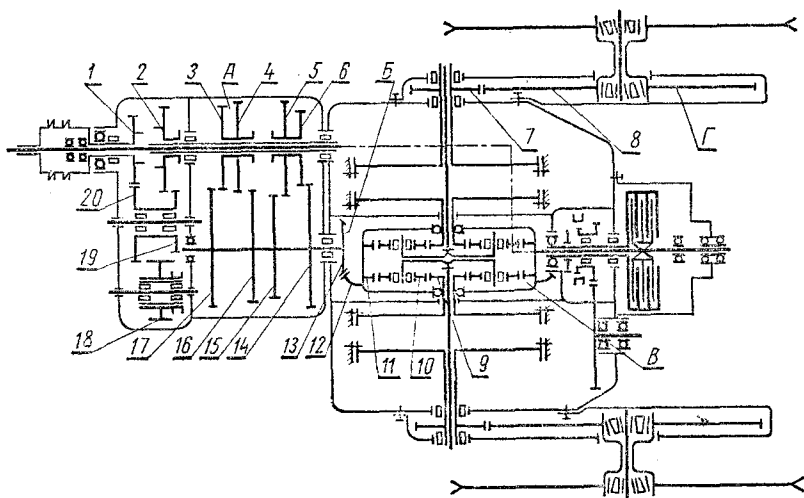


Рис. 227. Кинематическая схема механической ступенчатой силовой передачи (трактор Т-4А):

А — коробка передач; Б — главная передача; В — планетарный механизм поворота; Г — конечная передача (цифрами обозначены шестерни силовой передачи; число зубьев и передаточные числа приведены в таблице 3).

менения крутящего момента, осуществляемого, как правило, ручным переключением шестерен.

Одним из основных агрегатов рассматриваемой силовой передачи является ступенчатая коробка передач, включаемая и выключаемая с помощью фрикционной муфты сцепления и позволяющая изменять передаточные числа (ступени) силовой передачи\*. В качестве дополнительных устройств коробок передач на тракторах функции изменения передаточного числа также выполняют специальные редукторы для малых технологических скоростей (ходоуменьшители) и для преодоления кратковременных перегрузок без переключения передач — увеличители крутящего момента (УКМ).

Передаточные числа других элементов силовой передачи остаются неизменными (главная передача, планетарный механизм поворота, конечная передача).

Следовательно, передаточное число силовой передачи трактора

$$i_{тр} = i_{к.п} i_{п.з}, \quad (81)$$

где  $i_{к.п}$  — передаточное число коробки передач (УКМ, ходоуменьшителя);

$i_{п.з}$  — передаточное число шестерен постоянного зацепления, равное произведению передаточных чисел ее отдельных элементов.

Так, для силовой передачи Т-4А (рис. 227) передаточные числа каждой из восьми передач переднего и четырех передач заднего ходов определяются по формуле

$$i_{тр} = i_{к.п} i_{г.п} i_{п.м} i_{к}, \quad (82)$$

где  $i_{к.п}$ ,  $i_{г.п}$ ,  $i_{п.м}$ ,  $i_{к}$  — соответственно передаточные числа коробки передач, главной передачи, планетарного механизма поворота и конечных передач.

\* В отличие от гидротрансформаторов (см. § 2) кинематические соотношения в ступенчатых силовых передачах принято характеризовать передаточным числом, то есть величиной, обратной передаточному отношению.

Передаточное число планетарного механизма поворота определяется по формуле

$$i_{п.м} = \frac{z_k + z_c}{z_k}, \quad (83)$$

где  $z_k$  и  $z_c$  — соответственно число зубьев коронной и солнечной шестерен (на схеме их номера 11 и 9).

Результаты подсчетов передаточных чисел для трактора Т-4А приведены в таблице 3.

ТАБЛИЦА 3

Сцепление шестерен и передаточные числа силовой передачи трактора Т-4А

Номер шестерни	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число зубьев . .	17	23	21	23	27	25	13	57	21	15
Номер шестерни	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Число зубьев . .	51	51	14	31	30	33	35	18	17	23

Передача	Работающие шестерни (ведомая/ведущая)	Общее передаточное число
I	$\frac{20}{1}; \frac{2}{19}; \frac{17}{3}; A$	68,79
II	$\frac{20}{1}; \frac{2}{19}; \frac{16}{4}; A$	59,20
III	$\frac{20}{1}; \frac{2}{19}; \frac{14}{6}; A$	51,18
IV	$\frac{20}{1}; \frac{2}{19}; \frac{15}{5}; A$	45,86
V	$\frac{17}{3}; A$	37,58
VI	$\frac{16}{4}; A$	32,35
VII	$\frac{14}{6}; A$	27,96
VIII	$\frac{15}{5}; A$	25,06
З а д н и й   х о д		
I	$\frac{20}{1}; \frac{18}{20}; \frac{2}{18}; \frac{17}{3}; A$	50,85
II	$\frac{20}{1}; \frac{18}{20}; \frac{2}{18}; \frac{16}{4}; A$	43,77
III	$\frac{20}{1}; \frac{18}{20}; \frac{2}{18}; \frac{14}{6}; A$	37,83
IV	$\frac{20}{1}; \frac{18}{20}; \frac{2}{18}; \frac{15}{5}; A$	33,90

Примечание. Сцепление шестерен постоянного зацепления главной передачи, планетарного механизма поворота и конечных передач обозначено А, что расшифровывается как  $\frac{12}{13}; \frac{10}{11}; \frac{9}{10}; \frac{8}{7}$ .

Механический к. п. д. ступенчатый силовой передачи, учитывающий потери на трение в шестернях, подшипниках, сальниковых уплотнениях, а также на взбалтывание масла, подсчитывается по числу пар шестерен, участвующих в преобразовании крутящего момента, подводимого от двигателя к ведущим колесам. Для пары цилиндрических шестерен к. п. д. принимается равным 0,96—0,98, а для пары конических шестерен — 0,94—0,97.

По аналогии с формулой (81) можно написать:

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{к.п}} \eta_{\text{п.з}}, \quad (84)$$

где  $\eta_{\text{к.п}}$  — к. п. д., учитывающий механические потери коробки передач, ходоуменьшителя, УКМ;

$\eta_{\text{п.з}}$  — к. п. д., учитывающий механические потери в узлах силовой передачи с шестернями постоянного зацепления (главная передача, планетарный механизм поворота, конечные передачи).

Механизмы силовых передач несут большие нагрузки, поэтому к их материалам предъявляются повышенные требования. Картеры и корпуса силовых передач выполняются из природнолегированных и серых чугунов, реже из литой стали. Шестерни и валы коробок передач, главных и конечных передач изготавливаются из легированных закаливаемых и цементируемых сталей различных марок и подвергаются термической обработке.

Эвольвентный профиль шестерен способствует плавному зацеплению и дает некоторые другие преимущества работы в силовых передачах тракторов и автомобилей. Зубья шестерен имеют *коррекцию*\*, благодаря которой достигается повышение прочности и сопротивления разрушению рабочих поверхностей зубьев, а также исключается возможность подрезания зубьев при изготовлении шестерен.

#### § 4. КОМБИНИРОВАННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Гидродинамические, электрические и фрикционные передачи не обеспечивают бесступенчатого регулирования крутящего момента и числа оборотов на всем диапазоне нагрузок и поэтому применяются в сочетании с механическими ступенчатыми передачами. Такие передачи называются комбинированными.

Как отмечалось выше (см. § 2), оптимальные значения к. п. д. гидротрансформатора соответствуют узкому пределу передаточных отношений. Поэтому при работе с низкими значениями к. п. д. гидротрансформатор отключается и преобразование крутящего момента осуществляется ступенчатой коробкой передач.

Комбинированная передача, состоящая из гидродинамического трансформатора и ступенчатой коробки передач, называется гидромеханической.

#### § 5. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ

На большинстве тракторов и автомобилей устанавливают ступенчатую механическую силовую передачу, для которой характерны высокий к. п. д., относительно малый вес, небольшие габариты, простота в из-

\* Коррекцией называют нарезку зубьев шестерен смещенной инструментальной рейкой, когда делительная окружность шестерни не касается средней линии рейки.

готовлении и эксплуатации, а также низкая стоимость в сравнении с передачами других типов.

К недостаткам механических ступенчатых передач следует отнести трудность в управлении, особенно при часто меняющихся режимах нагрузки, недостаточное использование мощности двигателя. У тракторов, работающих с относительно небольшими скоростями движения и большими нагрузками на крюке, трогание с места затруднено, а переключение передач без остановки трактора невозможно или если и возможно, то требует применения более сложных механизмов — коробок с вращающимися осями валов (планетарных) или индивидуальных фрикционов.

Гидромеханические передачи с блокируемыми одноступенчатыми гидротрансформаторами наиболее перспективны для применения на гусеничных тракторах, работающих с бульдозерами, экскаваторами и другими землеройными и погрузочно-разгрузочными машинами различных типов.

Для режимов работы этих машин характерны частые и резкие изменения нагрузки, например при заполнении ковша грунтом и его последующем опорожнении.

Применение ступенчатой передачи означает необходимость частых переключений передач, и в результате не только затрудняется управление трактором, но снижается производительность и увеличивается расход топлива.

Поэтому, несмотря на то, что гидромеханическая передача имеет более низкий к. п. д. в сравнении с ступенчатой силовой передачей, в определенных условиях эффект саморегулирования, обеспечиваемый гидротрансформатором, позволяет повысить производительность и топливную экономичность рабочего агрегата.

К другим положительным качествам гидромеханической передачи относятся ее защитные качества: она не имеет жестких кинематических связей и поэтому уменьшает динамические нагрузки на детали силовой передачи и двигателя, чем повышает срок их службы, обеспечивает лучшие условия труда, улучшает плавность движения и ускоряет разгон трактора.

К недостаткам гидромеханической передачи в сравнении со ступенчатой механической следует отнести ее более низкий к. п. д., конструктивную усложненность, значительные вес и стоимость, небольшой диапазон регулирования.

Гидрообъемные передачи имеют ряд преимуществ перед рассмотренными выше типами силовых передач: большой диапазон регулирования крутящего момента, возможность расположения насоса и гидравлического двигателя независимо один от другого в наиболее выгодном месте, а также свободного разветвления потоков энергии путем присоединения нескольких гидродвигателей (например, у тракторов со всеми ведущими колесами), простота и легкость управления и реверсирования движения и некоторые другие.

К их недостаткам в сравнении с механическими ступенчатыми относятся более низкий к. п. д., большие вес и стоимость агрегатов, высокие требования к точности изготовления деталей, необходимость обеспечения герметичности в соединениях и магистралях, потребность в автоматизации заданных режимов работы.

Электрические силовые передачи обладают основными качествами бесступенчатых силовых передач, но тяжелее других и применяются на особо мощных тракторах (ДЭТ-250).



## МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ И ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

## § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

**Муфта сцепления** служит для передачи крутящего момента от двигателя к силовой передаче трактора (автомобиля); кратковременного их разъединения и плавного соединения. Кроме того, муфта сцепления предохраняет силовую передачу от перегрузок, ограничивая максимально передаваемый крутящий момент.

Муфта сцепления должна надежно передавать наибольший крутящий момент от двигателя к первичному валу коробки передач; обеспечивать чистоту выключения — быстро и плавно разобщать ведущие и ведомые части и плавно их соединять, тем самым постепенно нагружать механизмы силовой передачи и увеличивать ускорение машины; иметь ограниченный момент инерции ведомых частей для безударного переключения шестерен коробки передач; обеспечивать удобство ухода и регулировок, легкое управление и высокую надежность.

По принципу действия различают гидродинамические, электромагнитные, комбинированные и фрикционные муфты сцепления.

Действие гидродинамической муфты сцепления (гидромуфты), так же как и гидротрансформатора, основано на использовании кинетической энергии жидкости. В простейшем виде гидромуфта состоит из двух симметрично расположенных колес с плоскими радиальными лопатками: колесо насоса связано с коленчатым валом двигателя, а колесо турбины закреплено на ведущем валу силовой передачи (в отличие от гидротрансформатора гидромуфта не имеет реактора).

Гидромуфта обладает рядом положительных качеств — она поглощает крутильные колебания силовой передачи, повышает устойчивость работы двигателя при движении с малыми скоростями, облегчает управление машиной и улучшает ее разгон; кроме того, гидромуфта может длительное время работать с пробуксовкой без износа рабочих элементов.

Однако гидромуфта не обеспечивает требуемой чистоты выключения: с ее помощью нельзя полностью отъединить двигатель от силовой передачи. Даже при незначительной скорости вращения насосного колеса турбинное колесо продолжает вращаться, затрудняя этим безударное переключение шестерен. Для того чтобы избежать указанного недостатка, применяют комбинированные муфты сцепления, где гидромуфта дополнена фрикционной муфтой сцепления.

В электромагнитных муфтах сцепления соединение ведущих и ведомых частей осуществляется силами электромагнитного притяжения. Электромагнитные муфты сцепления обладают рядом положительных качеств: плавным безударным включением, мгновенным отключением ведущего вала от ведомого, хорошим гашением крутильных колебаний, защитой двигателя от чрезмерных перегрузок, простотой и легкостью управления. Однако им свойственны и серьезные недостатки: большой момент инерции ведомых частей (электромагнитов), низкий к. п. д. из-за затрат мощности на возбуждение, зависимость действия от источника электроэнергии, затраты цветных металлов.

При установке на машину электромагнитной муфты сцепления вес маховика двигателя сильно уменьшается — его функцию выполняет масса ведущего элемента муфты. Несмотря на это, электромагнитные муфты сцепления равноценны по весу фрикционным муфтам сцепления только для двигателей, крутящий момент которых не превышает 12—15 кгм. Поэтому применение электромагнитных сцеплений ограничивается тракторами малой мощности или малолитражными автомобилями («Москвич-408», ЗАЗ-965АР «Запорожец»).

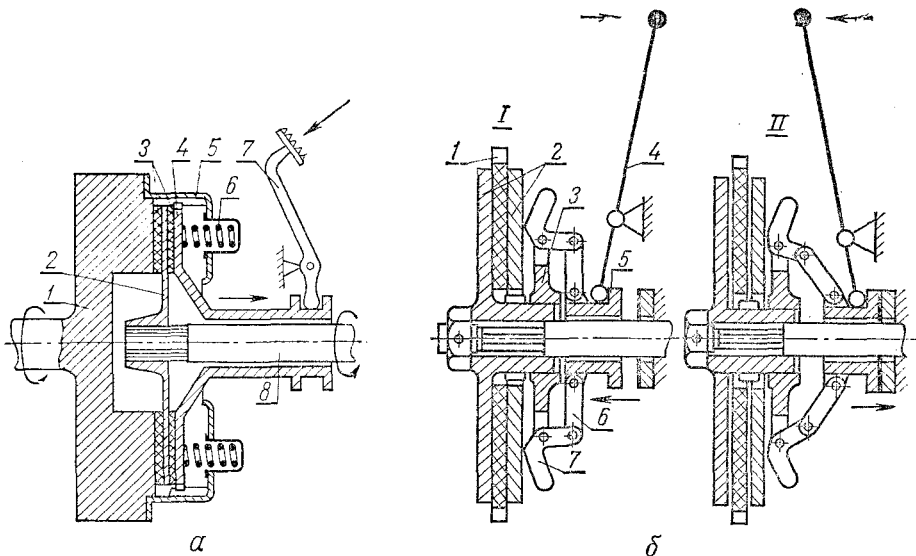


Рис. 228. Схемы муфт сцепления:

*а* — постоянно замкнутая муфта сцепления с пружинным нажимным механизмом; 1 — маховик двигателя; 2 — ведомый диск; 3 — фрикционные накладки ведомого диска; 4 — нажимной диск; 5 — кожух; 6 — нажимная пружина; 7 — педаль; 8 — вал муфты сцепления (передает крутящий момент силовой передаче); 6 — непостоянно замкнутая муфта сцепления с рычажным нажимным механизмом; 1 — ведущий диск (связан с маховиком двигателя); 2 — ведомые диски (задний диск нажимной); 3 — крестовина; 4 — рычаг включения и выключения муфты сцепления; 5 — отводка; 6 — серьга; 7 — нажимной кулачок; I — муфта сцепления включена; II — муфта сцепления выключена.

Фрикционные механические муфты сцепления получили наибольшее распространение из-за простоты конструкции, удобства эксплуатации и ремонта, хорошей чистоты выключения и плавности включения, небольшого момента инерции ведомых частей. На тракторах и автомобилях устанавливаются сухие дисковые муфты, передача крутящего момента которыми осуществляется силами сухого трения, возникающими при сжатии ведущих и ведомых дисков.

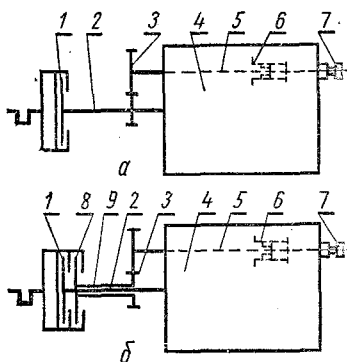


Рис. 229. Схемы одношальной и двухшальной муфт сцепления:

*а* — одношальная муфта сцепления; *б* — двухшальная муфта сцепления; 1 — ведомый диск муфты сцепления силовой передачи трактора; 2 — вал ведомого диска силовой передачи; 3 — шестерня привода вала отбора мощности (ВОМ); 4 — силовая передача трактора; 5 — промежуточный вал ВОМ; 6 — зубчатая муфта ВОМ; 7 — ВОМ; 8 — ведомый диск муфты сцепления ВОМ; 9 — трубчатый вал ведомого диска муфты сцепления ВОМ.

Муфты сцепления характеризуются количеством ведущих дисков и обычно бывают однодисковыми и двухдисковыми.

Количество дисков определяется крутящим моментом двигателя и диаметром ведомого диска. Диаметр ведомого диска принимается таким, чтобы ограничивать момент инерции ведомых частей муфты пределами, достаточными для обеспечения безударного переключения шестерен коробки передач. По способу сжатия дисков муфты сцепления подразделяются на пружинные (рис. 228, *а*), рычажные (рис. 228, *б*), центробежные и комбинированные. Сжатие дисков рычажным механизмом осуществлялось в более ранних конструкциях тракторов (Т-100М), Т-38М), позднее он был заменен пружинным нажимным механизмом (Т-130), который также в основном применяется на современных автомобилях.

В муфтах с центробежным нажимным механизмом сжатие дисков происходит под действием центробежных сил вращаю-

щихся грузов. На практике этот способ сжатия дисков применяется как дополнение к действию пружинного механизма. Муфты сцепления, имеющие оба способа сжатия дисков, называются *комбинированными*.

Автотракторные муфты сцепления являются преимущественно *постоянно замкнутыми*: они находятся во включенном состоянии до того момента, пока для выключения и удержания в выключенном состоянии не будет приложена внешняя сила (рис. 228, а). Ранние конструкции тракторных муфт сцепления были *непостоянно замкнутыми*. Такая муфта требует приложения внешней силы только в момент ее выключения; будучи выключена, она может оставаться в таком состоянии (рис. 228, б).

При работе тракторного агрегата часть мощности двигателя может расходоваться через вал отбора мощности (ВОМ). Если разделение потока мощности на два направления — к ведущим колесам и к ВОМ — выполняется муфтой сцепления, она называется *двухпоточной*.

Двухпоточная муфта сцепления (рис. 229, б) представляет комбинацию двух муфт, из которых одна с помощью ведомого диска 1 и вала 2 передает крутящий момент силовой передаче 4, а вторая через ведомый диск 8, трубчатый вал 9 и приводные шестерни передает крутящий момент к валу отбора мощности 7.

При однопоточной муфте сцепления (рис. 229, а) перераспределение потока мощности между ВОМ и ведущими колесами происходит за пределами муфты.

Основные размеры сухой дисковой муфты сцепления определяются из условий надежной передачи наибольшего крутящего момента двигателя. Момент трения муфты сцепления определяется по формуле:

$$M_{\phi} = \beta M_{\kappa. \max} = \mu z R_{\text{ср}} P \text{ кгм}, \quad (85)$$

где  $\mu$  — коэффициент трения рабочих поверхностей муфты;

$R_{\text{ср}}$  — средний радиус трения, м;

$P$  — сила сжатия поверхностей трения, кг;

$z$  — число поверхностей трения;

$\beta$  — коэффициент запаса сцепления;

$M_{\kappa. \max}$  — максимальный крутящий момент двигателя, кгм.

Коэффициент запаса сцепления  $\beta$  принимается по условиям обеспечения надежной работы равным для тракторных муфт 2,0—2,5 и для автомобильных 1,2—1,5.

Отметим некоторые особенности конструкций, общие для всех муфт сцепления.

Ведущие части муфт размещаются на маховике двигателя. При этом обращенная к ним поверхность маховика обрабатывается и служит одним из ведущих дисков. Большая масса маховика способствует хорошему охлаждению деталей муфты, ее компактности. При этом уменьшается расход металла на маховик, так как детали муфты сцепления дополняют его вес до требуемого.

Ведущие нажимные диски изготавливаются из серого перлитного чугуна, обладающего хорошей теплопередающей способностью. Ведомые диски выполняются из углеродистой листовой стали хорошей упругости. К ведомым дискам заклепками или клеем прикрепляются фрикционные накладки.

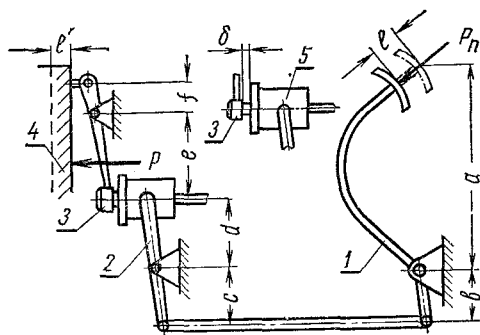


Рис. 230. Схема привода управления муфтой сцепления:

1, 2 — рычаги привода; 3 — отжимной рычаг; 4 — нажимной диск; 5 — отводка.

Фрикционные материалы муфт сцепления должны обеспечивать высокий коэффициент трения при повышенном нагреве, больших удельных давлениях и скорости скольжения.

В качестве фрикционных материалов для муфт сцепления применяются асбокартон, асбокаучук и асбобакелит.

Муфта сцепления состоит из собственно муфты и ее привода управления, предназначенного для выключения и включения муфты в нужный момент.

Привод управления может быть механическим, гидравлическим и комбинированным, сочетающим в себе элементы механических и гидравлических приводов.

*Механический привод* наиболее распространен — он прост и представляет собой систему тяг и рычагов, передающих усилие от педали к отжимным рычагам муфты сцепления. Его недостатки — возможные деформации деталей, трение и износы в шарнирах и соединениях, нарушающие регулировку муфты сцепления.

*Гидравлический привод* лишен отмеченных недостатков, позволяет применить автоматизированные системы управления.

Управление муфтой сцепления должно быть легким.

Выключение муфты сцепления в процессе переключения передач должно производиться за 0,15—0,25 сек.

В рабочем состоянии ведущие и ведомые диски сжаты силой  $P$  (85), для выключения муфты необходимо отвести нажимной диск 4 (рис. 230) на расстояние  $l'$ , что требует от водителя приложения к педали силы

$$P_{\text{п}} = \frac{P}{i_{\text{пр}}}, \quad (86)$$

где  $i_{\text{пр}}$  — передаточное число привода.

Передаточное число привода зависит от соотношения плеч  $a, b, c, d, e, f$  рычагов 1, 2, 3 и определяет собой полный ход  $l$  педали.

Полный ход  $l$  педали (без учета деформаций и зазоров деталей привода) состоит из *свободного* и *рабочего* ходов. Свободный ход педали заканчивается в начале действия нажимных пружин муфты и определяется зазором  $\delta$  между подшипником отводки 5 и отжимным рычагом 3. Рабочий ход педали зависит от сжатия нажимных пружин, позволяющих отвести нажимной диск 4 назад от ведомого диска на расстояние  $l'$ .

По действующим нормам полный ход педали у тракторов и легковых автомобилей не должен превышать 150 мм (для грузовых автомобилей — 180 мм), а усилие на педали не должно быть больше 12 кг. Если же передаточное число привода таково, что эти нормы не соблюдаются, в конструкцию привода управления муфтой вводят усилители различных типов (например, гидравлический усилитель трактора Т-130).

## § 2. МУФТА СЦЕПЛЕНИЯ ТРАКТОРОВ МТЗ-50, МТЗ-52

Муфта сцепления тракторов МТЗ-50, МТЗ-52 постоянно замкнутая, с пружинным нажимным механизмом и механическим приводом управления с пружинным усилителем. Муфта размещена в чугунном литом корпусе 9 (рис. 231, а), соединенном впереди с блок-картером двигателя, а сзади — с корпусом коробки передач.

Ведущие части муфты — маховик 12 двигателя, опорный диск 24, привернутый болтами к маховику, и нажимной диск 13.

Нажимной диск имеет три ушка, проходящих через прорези в опорном диске 24, которые служат для присоединения отжимных рычагов 26 пальцами 29. На диске 13 сделаны двенадцать приливов, по которым

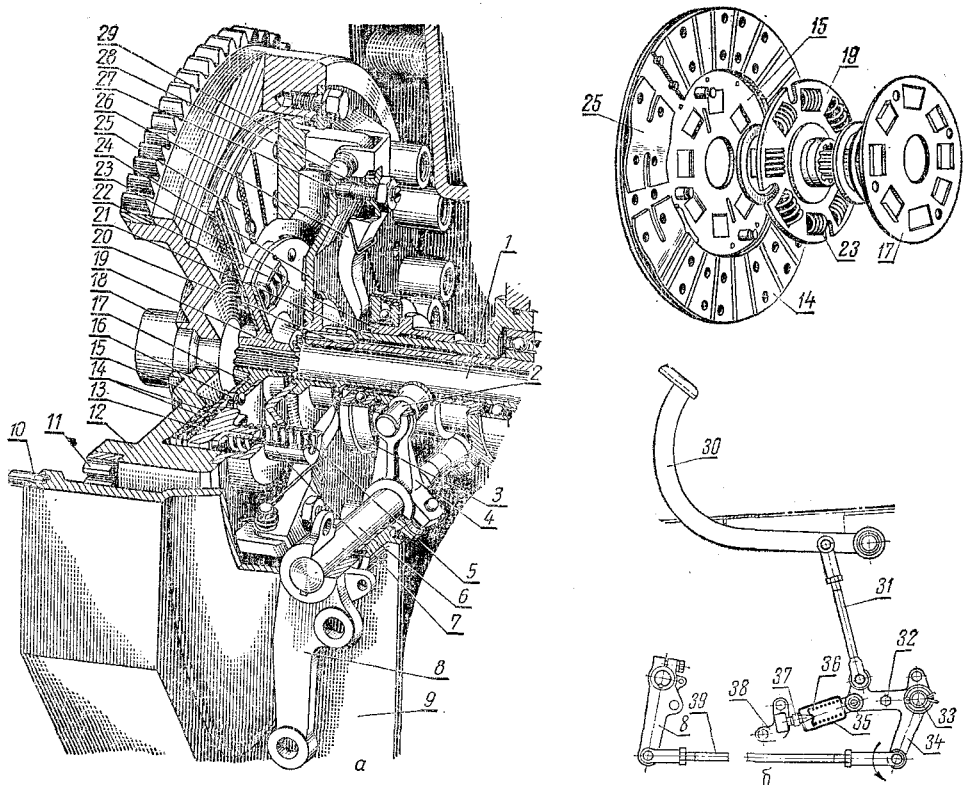


Рис. 231. Муфта сцепления тракторов МТЗ-50, МТЗ-52:

*a* — устройство; *б* — механизм управления: 1 — вал муфты сцепления; 2 — палец отводки; 3 — упорный шарикоподшипник; 4 — вилка отводки; 5 — нажимная пружина; 6 — вал вилки выключения; 7 — стакан пружины; 8 — рычаг; 9 — корпус муфты сцепления; 10 — защелка; 11 — зубчатый венец маховика; 12 — маховик двигателя; 13 — нажимной диск; 14 — фрикционные накладки ведомого диска; 15 — ведомый диск; 16 — упорный палец ведомого и поддерживающего дисков; 17 — поддерживающий диск; 18 — коленчатый вал двигателя; 19 — ступица ведомого диска; 20 — трубчатый вал привода вала отбора мощности; 21 — кронштейн отводки; 22 — отводка; 23 — пружина; 24 — опорный диск; 25 — упругая пластина; 26 — отжимной рычаг; 27 — опорный штифт; 28 — регулировочный винт с контргайкой; 29 — палец отжимного рычага; 30 — рычаг педали; 31, 39 — тяги; 32 — установочный болт; 33 — палец двулучевого рычага; 34 — двулучевой рычаг; 35 — стакан пружины; 36 — пружина; 37 — упорный регулировочный болт; 38 — кронштейн.

центрируются нажимные пружины 5, установленные в стаканы 7, помещенные в опорном диске 24.

Ведомый диск 15, изготовленный из листовой стали и облицованный фрикционными накладками 14, соединяется со ступицей 19 через пружины 23 гасителя крутильных колебаний, помещенные в окна ступицы и поддерживающего диска 17.

Ступица 19 ведомого диска установлена на шлицах переднего конца вала 1 муфты сцепления. Под фрикционную накладку 14 диска 15 со стороны нажимного диска установлены упругие пластины 25, обеспечивающие плавность и чистоту включения и выключения муфты сцепления.

Опорный диск 24 ступицей установлен на шлицах трубчатого вала 20 привода вала отбора мощности.

Действие гасителя крутильных колебаний таково. В свободном состоянии, когда усилие на ведомый диск 15 не передается, окна ведомого диска 15 и ступицы 19 совпадают. При включении муфты сцепления усилие от диска 15 к ступице 19 передается через пружины 23, вследствие чего они сжимаются, диск несколько смещается относительно ступицы и плавность включения муфты сцепления увеличивается.

Во время работы трактора возникающие при переменных режимах движения крутильные колебания на валах вызывают угловые смещения

ведомого диска 15 относительно его ступицы 19. Из-за деформации пружин действующие при этом силы трения между фрикционными накладками и поверхностями ступицы диска гасят крутильные колебания.

Механизм выключения муфты сцепления и его привод состоят из рычага 30 педали (рис. 231, б), тяг 31 и 39, рычагов 8 и 34, отводки 22 и отжимных рычагов 26.

Рычаги 26, соединенные пальцами с проушинами нажимного диска, упираются в штифты 27 опорного диска 24 регулировочными винтами 28. Отводка 22 установлена на втулке кронштейна 21, помещенного в перегородке корпуса муфты сцепления; она же служит стаканом для шарикоподшипника трубчатого вала 20. На отводке размещен упорный шарикоподшипник 3 для выключения муфты. Пальцы 2 отводки соединяют ее с вилками 4, закрепленными на валу 6, установленном во втулках корпуса 9 муфты.

На наружном конце вала 6 закреплен рычаг 8. Этот рычаг тягой 39 черезвилку соединен с двуплечим рычагом 34, который может поворачиваться на пальце. Верхним плечом рычаг 34 соединен тягой 31 с рычагом 30 педали. К этому плечу рычага 34 присоединен шарнирно стакан 35 с помещенной внутри пружины 36.

В пружину с открытой стороны стакана через шайбу упирается болт 37, ввернутый в кронштейн 38, который неподвижно укреплен на корпусе муфты; назначение пружины — снизить усилие на педали, необходимое для выключения муфты сцепления.

Когда муфта сцепления находится во включенном положении, как это показано на рисунке, геометрическая ось пружины 36 (ее называют *сервопружиной*) проходит выше продольной оси пальца 33 двуплечего рычага 34 и сервопружина удерживает педаль в неподвижном состоянии. Как только к педали будет приложено усилие ноги и двуплечий рычаг 34 повернется на пальце в направлении стрелки так, что ось пружины будет ниже продольной оси пальца, пружина создаст на двуплечем рычаге поворачивающий момент, облегчающий выключение муфты.

### § 3. МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ ГАЗ-53А, ЗИЛ-130 И ГАЗ-21 «ВОЛГА»

**Муфта сцепления автомобиля ГАЗ-53А** (рис. 232) однодисковая, постоянно замкнутая, с пружинным нажимным механизмом и гасителем крутильных колебаний. Механизмы муфты смонтированы на маховике двигателя и заключены в литой чугунный картер, прикрепленный к привалочной плоскости блок-картера двигателя.

На шлицах первичного вала 34 коробки передач, установленного в шарикоподшипниках 35 и 12, помещена ступица 32 ведомого диска с фрикционными накладками. Ступица соединена с диском не жестко, а через восемь пружин 39, помещенных в прорезях ступицы 32, пластины 40 и диска 41.

К стальному диску 41 и упругим пластинам 40 прикреплены фрикционные накладки 43. Назначение пластин такое же, как пластин 25 (рис. 231), — повышать плавность включения муфты. К маховику 44 (рис. 232) двигателя болтами прикреплен штампованный кожух 1, внутри которого помещен нажимной диск 2.

Вращение от кожуха к диску 2 передается через выступы диска, входящие в окна кожуха.

С нажимным диском 2 шарнирно соединены пальцами 4 на игольчатых подшипниках 3 отжимные рычаги 10, имеющие одновременно опору в опорных вилках 5 кожуха 1. Положение концов рычагов 10 нажимного диска регулируется гайками 9, навинчиваемыми на винты вилки 5.

Ведомый диск 41 зажат между плоскостью маховика и нажимного диска усилием двенадцати пружин 28.

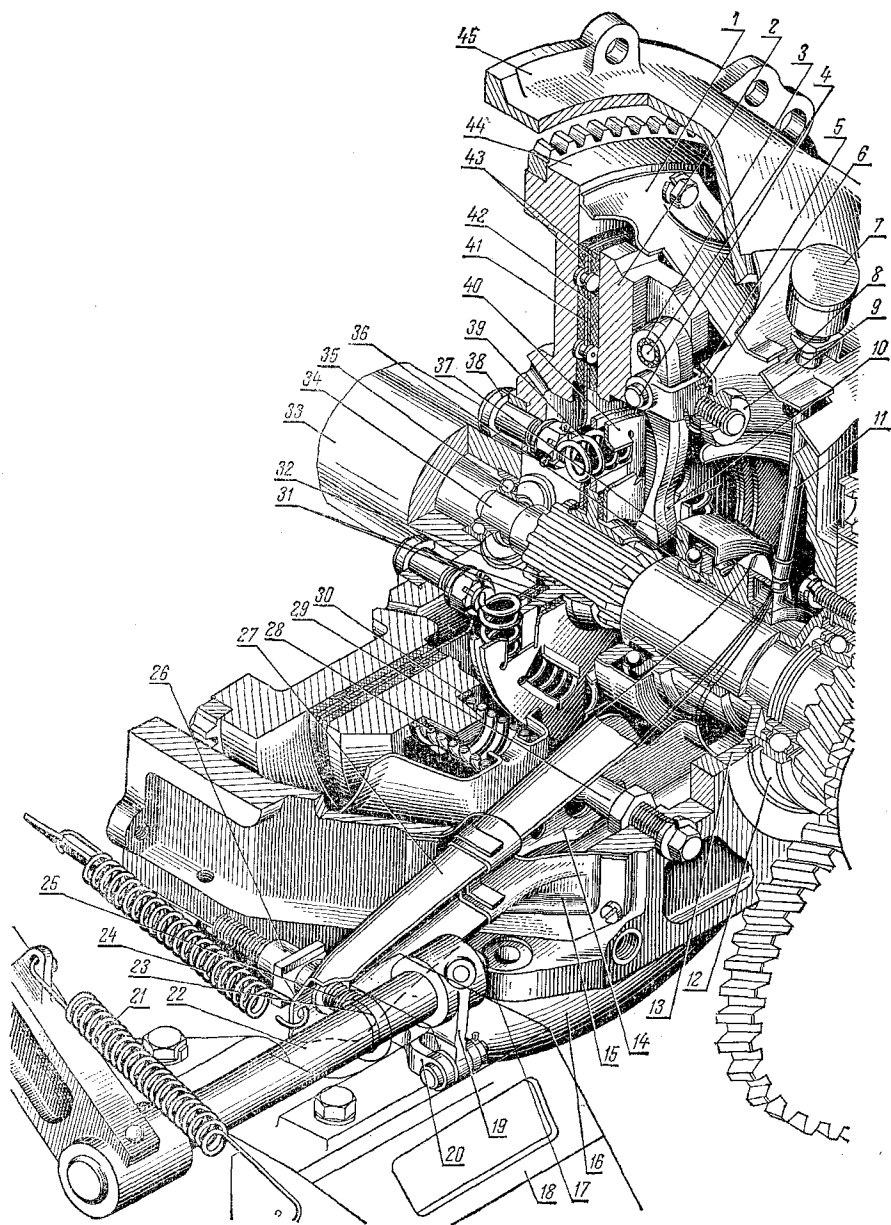


Рис. 232. Муфта сцепления автомобиля ГАЗ-53А:

1 — кожух нажимного диска; 2 — нажимной диск; 3 — игольчатый подшипник; 4 — пальцы отжимного рычага; 5 — опорная вилка отжимного рычага; 6 — пружина; 7 — масленка; 8 — крышка вентиляционного люка; 9 — регулировочная гайка вилки рычага нажимного диска; 10 — отжимной рычаг; 11 — гибкий шланг смазки подшипника отводки; 12 — задний подшипник коробки передач; 13 — крышка; 14 — пластина вилки отводки; 15 — чехол вилки; 16 — картер муфты сцепления; 17 — масленка валика педали; 18 — кронштейн педали; 19 — рычаг валика педали; 20 — тяга; 21 — оттяжная пружина педали; 22 — валик педали; 23 — втулка; 24 — оттяжная пружина вилки; 25 — тяга; 26 — регулировочная гайка тяги; 27 — вилка отводки; 28 — нажимная пружина; 29 — шаровая опора вилки; 30 — теплоизолирующая шайба; 31 — фрикционная шайба; 32 — ступица ведомого диска; 33 — коленчатый вал двигателя; 34 — первичный вал коробки передач; 35 — передний подшипник первичного вала; 36 — отводка; 37 — подшипник отводки; 38 — болт; 39 — пружина гасителя крутильных колебаний; 40 — пластина; 41 — ведомый диск; 42 — пружинная пластина фрикционной накладки ведомого диска; 43 — фрикционные накладки ведомого диска; 44 — маховик; 45 — картер муфты сцепления.

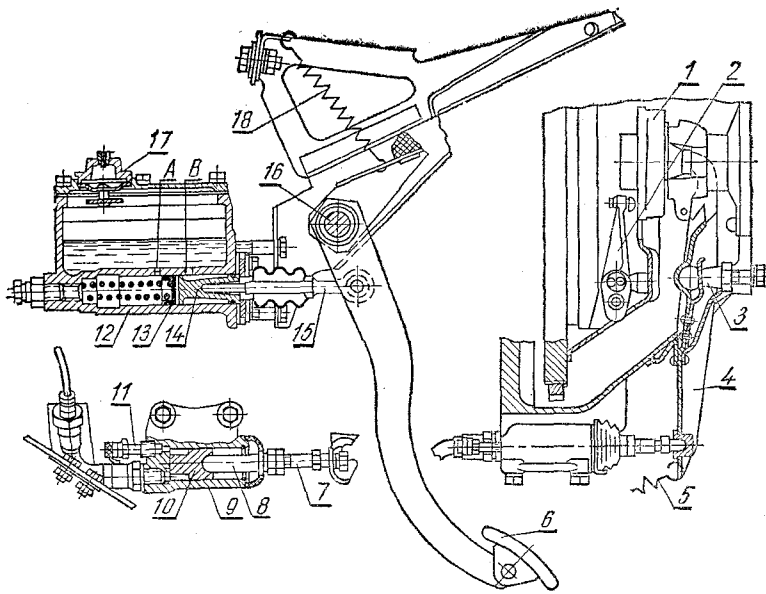


Рис. 233. Гидравлический привод муфты сцепления автомобиля ГАЗ-21 «Волга»:

1 — отводка муфты сцепления с выжимным подшипником; 2 — отжимной рычаг; 3 — шаровая опора вилки выключения; 4 — вилка выключения; 5, 18 — оттяжные пружины; 6 — педаль; 7, 15 — штоки; 8 — толкатель; 9 — рабочий цилиндр; 10, 14 — поршни; 11 — перепускной клапан; 12 — главный цилиндр; 13 — манжета; 16 — ось педали; 17 — пробка; А — перепускное отверстие; В — компенсационное отверстие.

Привод муфты сцепления механический, состоит из отводки 36 с упорным шарикоподшипником 37, помещенной на цилиндрической шейке первичного вала 34 коробки передач; двуплечей вилки 27, опирающейся на шаровую опору 29 (она прикреплена к картеру муфты сцепления); тяги с вилкой и регулировочной тягой; рычага, сидящего на валике 22 педали, и оттяжных пружин 24 и 21.

Подшипники отводки смазывают через колпачковую масленку, помещенную на картере 45 муфты сцепления.

Смазка от масленки к подшипнику подводится шлангом 11.

Муфта сцепления автомобиля ЗИЛ-130 в целом выполнена аналогично описанной выше муфте сцепления автомобиля ГАЗ-53А, но имеет некоторые различия в конструкции (например, у нее четыре отжимных рычага и шестнадцать нажимных пружин, крутящий момент от кожуха к нажимному диску передается через пружинные пластины).

Муфта сцепления автомобиля ГАЗ-21 «Волга» отличается от муфт, рассмотренных в этом параграфе, в основном конструкцией привода — он гидравлический. Усилие от педали 6 к вилке 4 (рис. 233) выключения передается давлением жидкости в главном цилиндре 12 через трубопровод и рабочий цилиндр 9. Педаль 6 соединена со штоком 15 регулировочным болтом. При нажатии на педаль 6 шток 15 перемещает поршень 14 главного цилиндра, заполненного специальной (тормозной) жидкостью.

При движении поршня манжета 13 перекрывает перепускное отверстие А и в главном цилиндре создается давление, которое по трубопроводу передается в рабочий цилиндр 9. Перемещаясь, поршень 10 через толкатель 8 и шток 7 действует на вилку 4 отводки 1 и муфта сцепления выключается.

Оттяжные пружины 5 и 18 возвращают подвижные детали привода в первоначальное положение, как только педаль 6 будет опущена.



#### § 4. МУФТА СЦЕПЛЕНИЯ ТРАКТОРА Т-25

Муфта сцепления трактора Т-25 (рис. 234) однодисковая постоянно замкнутая, с пружинным нажимным механизмом, заключена в литой чугунный корпус 16, представляющий собой часть остова трактора. Ведущими частями муфты служат маховик 24, кожух 17, прикрепленный к маховику болтами, и нажимной диск 21, связанный с кожухом направляющими пальцами 26. Ступица кожуха шлицами сидит на поводке 10, передающем вращение от двигателя к шестерне 6 привода насоса гидравлической навесной системы.

Стальной ведомый диск 22 с фрикционными накладками своей ступицей со шлицами установлен на валу 20 муфты сцепления. Вал 20 впереди опирается на сферический шарикоподшипник 19, помещенный в выточке маховика двигателя, а сзади соединен жестко муфтой с передним концом ведущего вала главной передачи. Сжатие дисков производится двенадцатью пружинами 15.

Механический привод управления муфтой состоит из отжимных рычагов 18, отводки 13 с упорным шарикоподшипником 14, помещенным на стакане 9, вилки 27, вала 12, рачага 11, тяги 4 и педали выключения. В процессе работы периодически смазываются отводка 13 и ее подшипники через пресс-масленку.

#### § 5. УХОД ЗА МУФТАМИ СЦЕПЛЕНИЯ

Неисправности муфты сцепления чаще всего проявляются в ее пробуксовке. Признаками пробуксовки служат нагрев муфты и снижение скорости движения трактора или автомобиля под нагрузкой. Возможны следующие причины пробуксовки муфты сцепления: износ фрикционных накладок и ослабление пружин, сжимающих диски; неправильная регулировка или нарушение регулировок, когда сила сжатия дисков недостаточна; замасливание фрикционных дисков.

Регулировка большинства муфт сцепления с пружинным нажимным механизмом заключается в установке концов отжимных рычагов в одной плоскости, перпендикулярной оси вала муфты, и обеспечении определенного зазора между концами отжимных рычагов и торцом упорного подшипника (или упорной втулки) отводки выключения.

При регулировке муфты сцепления тракторов МТЗ-50 и МТЗ-52 внутренние концы отжимных рычагов 26 (рис. 231, а) устанавливают винтами 28 и изменением положения отводки на расстоянии 4 мм от торца подшипника 3 отводки 22. При правильной регулировке муфты сцепления свободный ход педали должен составлять 40 мм.

Регулировка муфты сцепления автомобиля ГАЗ-53А заключается в установке нормального (35—40 мм) свободного хода педали. Для этого регулировочной гайкой 26 (рис. 232) изменяют длину тяги 25. Концы отжимных рычагов устанавливают на расстоянии 4 мм от плоскости выжимного подшипника и в процессе эксплуатации автомобиля не регулируют.

При регулировке муфты сцепления трактора Т-25 зазор между отжимными рычагами 18 (рис. 234) и упорным шариковым подшипником 14 устанавливается равным 2,0—2,5 мм с разницей у отдельных рычагов не более 0,1 мм.

#### § 6. НАЗНАЧЕНИЕ И ТИПЫ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ СОЕДИНЕНИИ

Промежуточное соединение передает крутящий момент от вала муфты сцепления к первичному валу коробки передач, компенсируя при этом их некоторую несоосность.

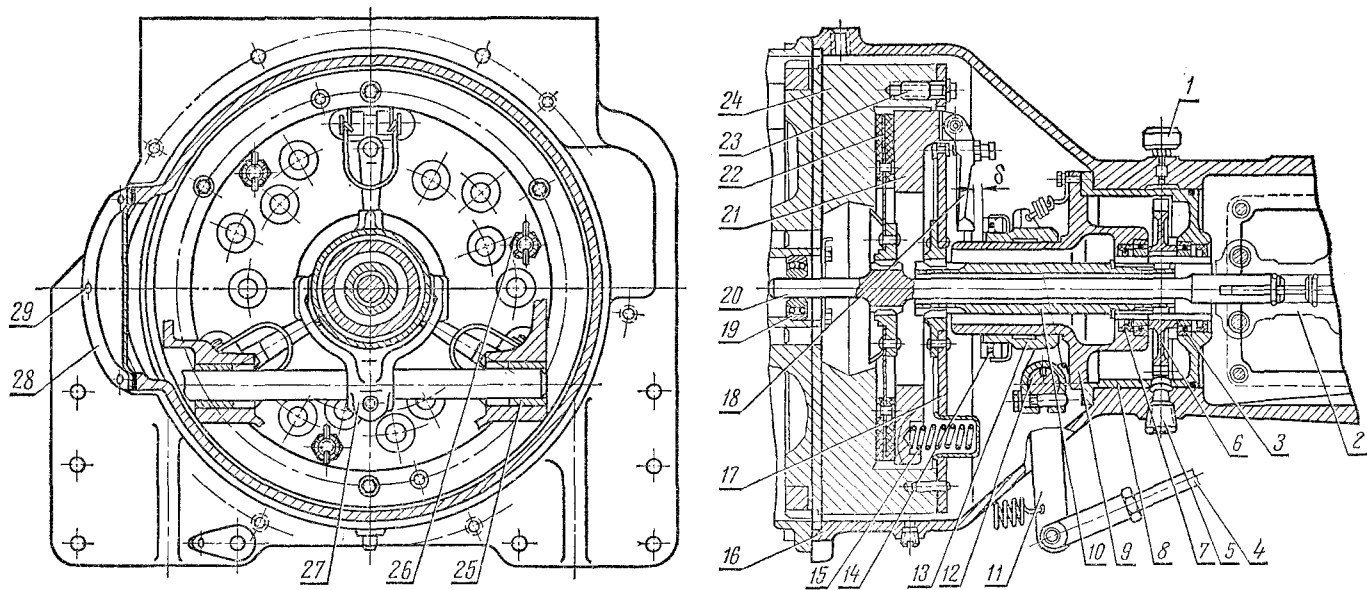


Рис. 234. Муфта сцепления трактора Т-25:

1 — сапун; 2 — соединительная муфта; 3 — шарикоподшипник; 4 — тяга педали муфты сцепления; 5 — пробка; 6 — шестерня; 7 — уплотнение; 8, 9 — стаканы; 10 — поводок; 11 — рычаг вала вилки выключения; 12 — вал вилки; 13 — отводка; 14 — упорный шарикоподшипник; 15 — нажимная пружина; 16 — соединительный корпус; 17 — кожух; 18 — отжимной рычаг; 19 — сферический шарикоподшипник; 20 — вал муфты сцепления; 21 — нажимной диск; 22 — ведомый диск; 23 — болт; 24 — маховик; 25 — втулка; 26 — направляющий палец; 27 — вилка выключения; 28 — крышка; 29 — болт.

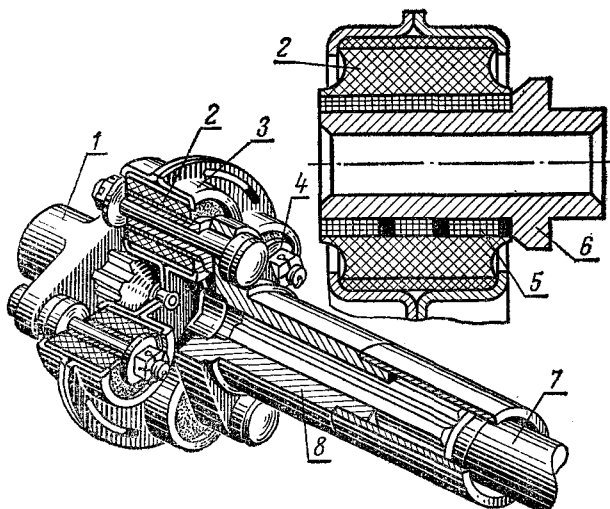


Рис. 235. Промежуточное соединение гусеничных тракторов:

1, 8 — вилки; 2 — резиновая втулка; 3 — головка; 4 — болт; 5 — проволочный каркас; 6 — стальная втулка; 7 — соединительный вал.

Несмотря на то что муфта сцепления и коробка передач на тракторе устанавливаются на общем остоле, достичь полной соосности их валов не представляется возможным. В зависимости от конструкции и состояния трактора несоосность валов доходит от 2 до 10°, что при отсутствии промежуточного соединения приводило бы к повышенным износам подшипников, валов и шестерен силовой передачи. Соединение валов муфты сцепления и коробки передач посредством специальных шарниров снижает влияние вредных нагрузок на детали силовой передачи и повышает срок их службы.

По числу шарниров промежуточные соединения бывают *одинарными* (с одним шарниром) и *двойными* (с двумя шарнирами).

По устройству шарниры делятся на *жесткие* и *упругие*. Жесткий шарнир состоит из металлических деталей, мягкий — из упругих элементов (резины). Одинарные жесткие промежуточные соединения применены на тракторах Т-38М, ЮМЗ-6М/6Л, а двойные с упругими шарнирами — на гусеничных тракторах ДТ-75, ДТ-75М, Т-74, Т-4А и некоторых других.

Упругие шарниры промежуточных валов гусеничных тракторов имеют однотипное устройство. Шарнир состоит из вилок 1 и 8 (рис. 235), помещенных на шлицах вала муфты сцепления и соединительного вала 7. Вилка 1 укреплена на валу неподвижно, а вилка 8 может смещаться на валу по шлицам. Между вилками установлена головка 3 со стальными дисками, снабженными гнездами. В гнездах дисков помещены упругие резиновые втулки 2 с завулканизированными в них проволочными каркасами 5. В отверстие каркаса вставлена стальная втулка 6. Каждая из вилок соединяется с головкой двумя болтами 4. Со стороны коробки передач гибкая муфта имеет такое же устройство и ее задняя вилка установлена на шлицах первичного вала. В конструкциях, предусматривающих независимый привод вала отбора мощности (ВОМ), соединительные валы делаются составными трубчатого сечения для размещения внутри приводного вала ВОМ.

Уход за промежуточными соединениями заключается в периодическом осмотре шарниров, проверке и подтяжке болтов 4.

## КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ, УВЕЛИЧИТЕЛИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА И РАЗДАТОЧНЫЕ КОРОБКИ

### § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Коробка передач служит для изменения силы тяги и скорости движения трактора и автомобиля (см. § 3 главы 31). Включаемая и выключаемая посредством фрикционной муфты сцепления коробка передач выполняет также вспомогательные функции: с ее помощью осуществляются задний ход, остановка при работающем двигателе или движение машины по инерции.

Большое разнообразие условий работы и выполняемых трактором технологических процессов, а также стремление получить наибольшую производительность потребовали создания многоступенчатых коробок передач с широким диапазоном передач. Так, число передач (ступеней) тракторных коробок лежит в пределах 8—16, а скорости движения переднего хода изменяются от десятых долей до десятков километров в час. Все передачи тракторов можно условно разбить на три группы: основные, транспортные и замедленные.

Основные передачи используются при работе трактора наиболее продолжительное время. Так, для трактора общего назначения основными являются передачи, применяемые для вспашки почвы, посева зерновых культур, ухода за посевами; для универсальных и пропашных тракторов на основных передачах выполняются весь комплекс работ по возделыванию пропашных культур и т. д. Число основных передач, в зависимости от типа трактора и его конструкции, составляет обычно три-четыре, но может быть и большим. У современных тракторов основным передачам соответствуют скорости движения в пределах 5—15 км/ч; по мере развития техники эти скорости все более повышаются.

Транспортные передачи служат для обеспечения скоростей, необходимых при транспортировке грузов тракторными поездами, и холостых переездов агрегата по полю, полевым и усовершенствованным дорогам. Число транспортных передач у колесных тракторов не превышает трех, а их скорости лежат в пределах 15—35 км/ч. У гусеничных тракторов обычно имеется одна транспортная передача, обеспечивающая движение трактора со скоростью до 15 км/ч.

Некоторые технологические процессы выполняются тракторными агрегатами только на малых скоростях — от 1,5 до 0,2 км/ч и ниже, для чего служат замедленные передачи, необходимые для рассадочных, лесопосадочных и многих мелиоративных машин, погрузчиков непрерывного действия и т. п.

Применяемые на автомобилях передачи могут быть разделены на две группы: высшие и низшие.

Высшими передачами пользуются в хороших дорожных условиях.

Если  $i_{к-п} < 1$ , то передача называется *ускоряющей*. При  $i_{к-п} = 1$  передача называется *прямой*.

Низшие передачи служат для трогания автомобиля с места, преодоления подъемов и тяжелых участков пути.

Коробки передач автомобилей имеют обычно от трех до пяти передач, в том числе одну высшую (прямую или ускоряющую). Меньшее число передач автомобильных коробок в сравнении с тракторными объясняется не только большим разнообразием режимов работы трактора, но и различиями в использовании мощности двигателей и регулировании их работы.

На тракторах и автомобилях предусматриваются передачи заднего хода. Автомобиль имеет одну такую передачу для маневрирования при разворотах. Назначение передач заднего хода тракторов не ограничивается маневрированием: они используются для выполнения различных работ (например, при агрегатировании трактора с землеройными машинами, волокушами). Поэтому число передач заднего хода у отдельных тракторов достигает шести (например, Т-25) и может быть несколько большим.

## § 2. КЛАССИФИКАЦИЯ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Ступенчатые коробки передач различают по числу передач переднего хода (например, трех-, четырех-, пятиступенчатые).

Ступенчатые коробки передач могут быть с неподвижными осями валов (*простые*) и с вращающимися осями валов (*планетарные*). Простые коробки передач дешевле и надежнее, поэтому они получили преимущественное распространение на тракторах и автомобилях.

Планетарные коробки применяются в сочетании с гидротрансформатором, а также в качестве дополнительного редуктора, называемого увеличителем крутящего момента (УКМ), к простой коробке передач (ДТ-75). К достоинствам планетарных коробок передач следует отнести возможность переключения передач без остановки трактора, плавное, безударное переключение, меньшую нагруженность шестерен за счет большего числа зубьев, находящихся в зацеплении. В сравнении с простыми коробками они требуют высокой точности изготовления, большего времени на уход и регулировку.

По типу механизма переключения передач различают коробки с *подвижными шестернями* и с *шестернями постоянного зацепления*. Шестерни постоянного зацепления включают жесткими муфтами (зубчатыми, кулачковыми) и фрикционными муфтами сцепления. Включение и выключение подвижных шестерен осуществляется механическим приводом. Шестерни постоянного зацепления с жесткими муфтами имеют механический, а с фрикционными муфтами — гидравлический привод.

Коробки передач классифицируют также по числу скользящих шестерен (кареток) или жестких муфт для включения шестерен (например, *двух-трех-, четырехходовые*).

На автомобилях применяются коробки со скользящими шестернями и шестернями постоянного зацепления, на тракторах преимущественное распространение получили скользящие шестерни. В том и другом случае привод управления — механический.

Коробки передач с шестернями постоянного зацепления применяются лишь на отдельных моделях тракторов: включаемые фрикционными муфтами сцепления с гидравлическим приводом на К-700 и Т-150 и зубчатыми муфтами — на Т-130.

В зависимости от метода переключения передач различают коробки, *переключаемые без нагрузки* (с остановкой трактора), и коробки, *переключаемые под нагрузкой* (на ходу). Установлено, что для переключения передачи без остановки время движения машины (агрегата, поезда) по инерции после выключения муфты сцепления должно быть примерно в два раза больше времени, затрачиваемого на переключение передачи и последующее включение муфты сцепления.

Относительно высокие скорости движения автомобиля позволяют накапливать большую кинетическую энергию для продолжительного движения по инерции, в результате чего переключение передач на ходу автомобиля не вызывает затруднений даже при неблагоприятных условиях (движение на подъеме или с крюковой нагрузкой в виде буксируемого прицепа). Поэтому все автомобили имеют коробки со скользящими шестернями и шестернями постоянного зацепления с механическим приводом, переключаемым на ходу, под нагрузкой.

У тракторов скорости движения, а следовательно, и запас кинетической энергии значительно ниже, а сопротивление, оказываемое внешними силами движению тракторного агрегата по инерции, высокое. После выключения муфты сцепления агрегат быстро теряет первоначальную скорость и останавливается, до того как тракторист успеет переключить передачу — ввести в зацепление скользкую шестерню с соответствующей неподвижной шестерней и вновь включить муфту сцепления. Поэтому на большинстве тракторов применяются коробки передач, переключаемые без нагрузки, при остановленном тракторе.

В связи с увеличением рабочих скоростей тракторов обеспечение безостановочного переключения передач стало одним из основных условий повышения производительности тракторного агрегата.

Эта задача решается в двух направлениях:

применением шестерен постоянного зацепления, переключаемых многодисковыми муфтами сцепления с гидравлическим приводом, позволяющим резко сократить время переключения передач и выполнять переключение на ходу, под нагрузкой;

применением планетарных механизмов, позволяющих изменять передаточное число без разрыва потока мощности двигателя к ведущим колесам (УКМ и планетарные коробки передач).

По числу валов для передач переднего хода коробки подразделяются на двухвальные, трехвальные, четырехвальные и коробки умножительного типа (с редуктором).

Двухвальная коробка состоит из первичного вала, приводимого во вращение от двигателя (через муфту сцепления), и вторичного, передающего вращение следующим за коробкой передач механизмам силовой передачи. Ее недостаток — малое число передач (не более трех-четырёх). В новых конструкциях тракторов она сохранилась как составная часть коробок передач умножительного типа.

Трехвальные коробки передач, используемые наиболее широко на автомобилях, позволяют получить пять-шесть передач.

Коробки передач умножительного типа применяются на большинстве тракторов. Они представляют сочетание двух-, трехвальной коробки и редуктора, имеющего одну или две ступени.

Передачи заднего хода осуществляются тремя способами: промежуточной шестерней, зубчатым перебором и реверсом. Зубчатый перебор и промежуточная шестерня дают задний ход и увеличивают передаточное число передачи (причем большее увеличение происходит при зубчатом переборе). Число передач заднего хода, получаемого от промежуточной шестерни и зубчатого перебора, зависит от типа коробки: одна передача у двух- и трехвальных и обычно две-три у коробок умножительного типа (в зависимости от числа ступеней редуктора).

Реверс позволяет обеспечить движение трактора задним ходом с такими же скоростями, которые он имеет на основных передачах переднего хода, без изменения передаточного числа. Конструктивно реверс выполняется в общей компоновке с редуктором, например реверс-редуктор трактора Т-4А, или как самостоятельный узел коробки передач (трактор Т-25).

По монтажным признакам коробки передач подразделяются на *съемные* и *несъемные*. К съемным относятся коробки передач всех автомобилей. На тракторах применяются как первые (МТЗ-50, МТЗ-52, Т-54В, Т-74, Т-4А, Т-130, Т-100М), так и вторые (Т-16М, Т-25, Т-40, Т-40А, ДТ-75, ДТ-75М). Преимущества съемных коробок заключаются в хорошей доступности и монтажно-демонтажных качествах, несъемных — в лучшей компактности, меньшем весе и габаритах. Съемная коробка позволяет использовать ее на нескольких моделях тракторов, например на базовой модели трактора МТЗ-50 и его модификациях — тракторах МТЗ-52, Т-54В, Т-54С, МТЗ-50Х.

Коробка передач автомобиля ГАЗ-53А (рис. 236) трехвальная, четырехступенчатая, трехходовая, с прямой передачей. Механизмы коробки передач смонтированы в литом чугунном картере 46, прикрепленном к картеру 16 муфты сцепления (рис. 232).

Внутри картера 46 (рис. 236, а) в подшипниках размещены первичный 63, вторичный 31 и промежуточный 53 валы с их шестернями и блок шестерен 41 заднего хода.

Первичный вал 63 установлен в шарикоподшипниках и шлицами соединен с ведомым диском 41 (рис. 232) муфты сцепления. Передний подшипник первичного вала помещен в расточке коленчатого вала 33, задний подшипник 59 (рис. 236, а) — в передней стенке картера 46. Задний конец вала 63 имеет шестерню 64 с двумя зубчатыми венцами: венцом 65 с косыми зубьями, которые находятся в постоянном зацеплении с шестерней 51 промежуточного вала 53, венцом 66 с прямыми зубьями, предназначенными для получения прямой передачи, когда в зацепление с ними входят зубья муфты 54 синхронизатора.

Синхронизатор, выравнивая окружные скорости вращения соединяемых шестерен, способствует их плавному, безударному включению.

От осевого смещения вал 63 предохраняется задней крышкой 27 и упорным кольцом 24, установленным в канавке шарикоподшипника 26.

Опорами вторичного вала 31 служит цилиндрический роликоподшипник 62, сидящий в расточке торца первичного вала 63, и шарикоподшипник 26, размещенный в задней стенке картера.

На вторичном валу 31 помещены синхронизатор и шестерни 22, 15 и 9 соответственно первой, второй и третьей передач. Ступица 61 синхронизатора помещена на шлицевой части вала 31. На распорной втулке 11, закрепленной на валу штифтом 60, свободно расположены шестерня 9 третьей передачи, имеющая конусную часть, и венцы: 10 с косыми и 5 с прямыми зубьями. Шестерня 15 второй передачи размещена на цилиндрической шейке вала 31 и снабжена двумя зубчатыми венцами: венцом 13 с косыми зубьями (для постоянного зацепления с венцом шестерни второй передачи промежуточного вала 53) и венцом 17 с прямыми зубьями (для включения второй передачи). Шестерня 22 помещена на шлицевой части вала и имеет два венца с цилиндрическими зубьями: большой для зацепления с шестерней первой передачи промежуточного вала и малый для сцепления с зубцами 17 шестерни 15 при включении второй передачи. На заднем конце вала помещены и затянуты гайкой через шайбу 32 распорная втулка 33 и фланец 30 карданного шарнира.

Промежуточный вал 53 с блоком шестерен вращается в двух подшипниках: впереди на роликовом 52 и сзади на шариковом 34. От осевых смещений, возникающих при зацеплении с косозубыми шестернями вал фиксируется крышкой 37 и внутренней обоймой шарикоподшипника 34, закрепленной на валу гайкой 36. На оси свободно вращается блок 41 шестерен заднего хода (зубчатый перебор) с двумя венцами: большим 39 и малым 43. Ось блока шестерен застопорена в отверстиях картера пластиной 38, закрепленной болтом и ушком (приливом) крышки 37.

При включении передач в зацеплении находятся следующие пары шестерен (рис. 236, б): на первой — 65—51 и 40—22; на второй — 65—51 и 45—13; на третьей — 65—51 и 50—10; на четвертой (прямой) — 66—54; на передаче заднего хода — 65—51, 40—43 и 39—22.

Синхронизатор (рис. 237, а) состоит из ступицы 9, муфты 4, блокирующих колец 5, сухарей 10 и пружин 8. Ступица 9 с пазами А для сухарей 10 закреплена неподвижно на вторичном валу 7. Сухари

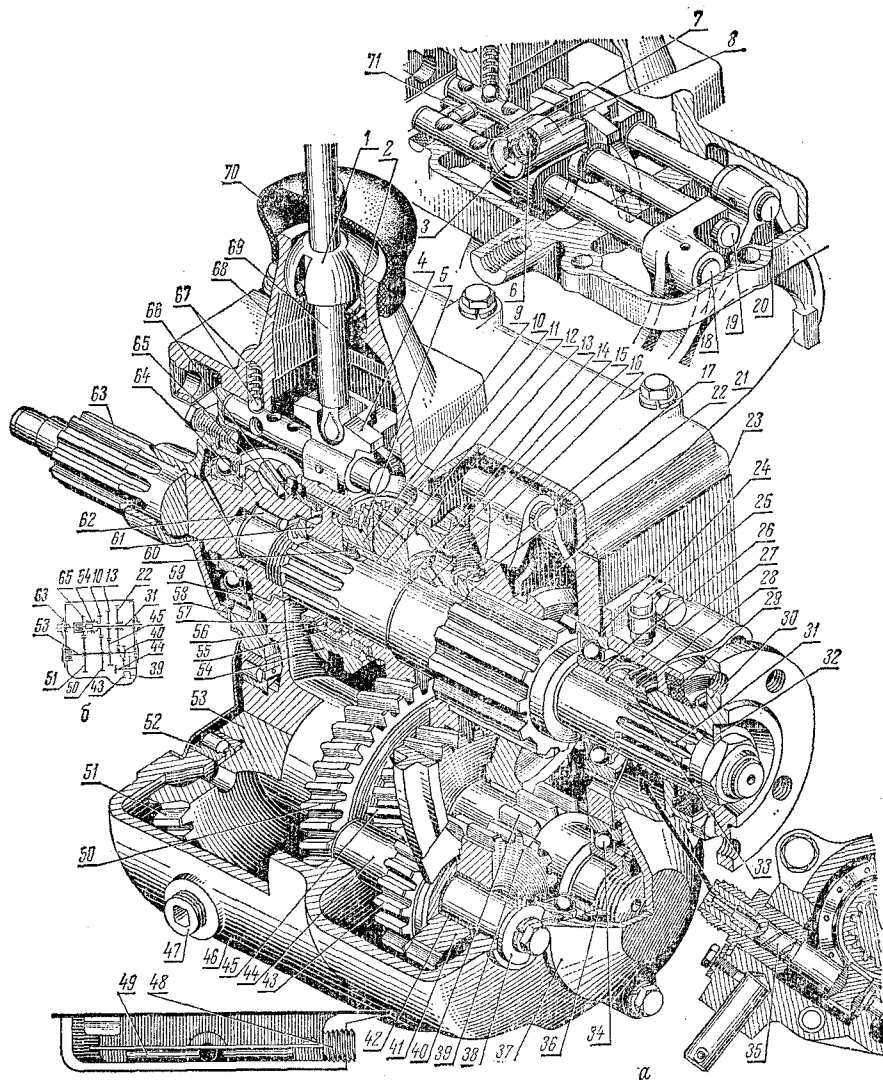


Рис. 236. Коробка передач автомобиля ГАЗ-53А:

а — конструкция; б — схема работы: 1 — шаровая опора; 2 — колпак; 3 — стопор пружины предохранителя; 4 — вилка переключения третьей и четвертой передач; 5 — зубчатый венец с прямыми зубьями шестерни третьей передачи; 6 — пружина предохранителя; 7 — предохранитель включения заднего хода; 8 — головка валика включения заднего хода; 9 — шестерня третьей передачи; 10 — зубчатый венец с косыми зубьями шестерни третьей передачи; 11, 33 — распорные втулки; 12, 16, 42 — бронзовые втулки; 13 — зубчатый венец с косыми зубьями шестерни второй передачи; 14 — упорная шайба; 15 — шестерня второй передачи; 17 — зубчатый венец с прямыми зубьями шестерни второй передачи; 18 — валик включения заднего хода; 19 — валик включения третьей и четвертой передач; 20 — валик включения первой и второй передач; 21 — вилка включения первой и второй передач; 22 — шестерня первой передачи; 23 — прокладка; 24 — стопорное кольцо; 25 — сапун; 26, 34, 59 — шарикоподшипники; 27, 37, 58, 68 — крышки; 28 — ведущая шестерня привода спидометра; 29 — сальниковое уплотнение; 30 — фланец карданного шарнира; 31 — вторичный вал; 32 — шайба; 35 — ведомая шестерня привода спидометра; 36 — гайка; 38 — упорная пластина; 39 — большой зубчатый венец блока шестерен заднего хода; 40 — зубчатый венец первой передачи промежуточного вала; 41 — блок шестерен заднего хода; 43 — малый зубчатый венец блока шестерен заднего хода; 44 — ось блока шестерен заднего хода; 45 — зубчатый венец второй передачи промежуточного вала; 46 — картер коробки передач; 47 — пробка маслозаливного отверстия; 48 — пробка сливного отверстия; 49 — грязеуловитель; 50 — зубчатый венец третьей передачи промежуточного вала; 51 — зубчатый венец постоянного зацепления промежуточного вала; 52, 62 — роликоподшипники; 53 — промежуточный вал; 54 — муфта синхронизатора; 55 — сухарь; 56 — пружина; 57 — блокирующее кольцо; 60 — стопорный штифт; 61 — ступица синхронизатора; 63 — первичный вал; 64 — шестерня первичного вала; 65 — зубчатый венец с косыми зубьями шестерни первичного вала; 66 — зубчатый венец с прямыми зубьями шестерни первичного вала; 67 — шариковый фиксатор с пружиной; 69 — рычаг переключения передач; 70 — защитный колпак; 71 — стопорный палец.



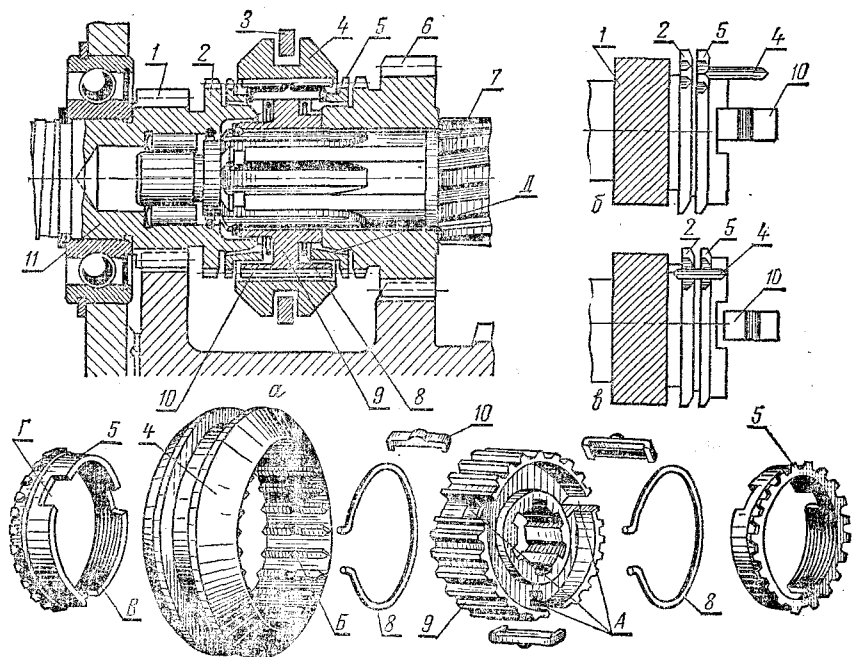


Рис. 237. Синхронизатор:

*а* — устройство; *б* и *в* — схемы работы: 1 — шестерня первичного вала; 2 — зубчатый венец; 3 — вилка переключения передач; 4 — муфта; 5 — блокирующее кольцо; 6 — шестерня вторичного вала; 7 — вторичный вал; 8 — пружина; 9 — ступица; 10 — сухарь; 11 — первичный вал; А, Г — пазы; Б — выточка; В, Д — конусные поверхности.

10 пружинами 8 прижимаются к выточкам Б. Блокирующие кольца 5 имеют три паза Г для сухарей, куда последние входят с некоторым зазором, а также внутренние конические поверхности В и зубчатый венец. Соответственно венцы 2 и конусные поверхности Д сделаны на шестернях валов 11 и 7. Блокирующие кольца 5 устанавливаются с противоположных сторон муфты 4, которая может перемещаться вилкой 3 по зубцам ступицы 9.

Действие синхронизатора таково. Если, например, включают прямую передачу, муфта 4 передвигается вилкой 3 по ступице 9 влево (по чертежу). При этом сухари 10, прижатые к муфте 4 пружинами 8, давят своими торцами на левое блокирующее кольцо 5 и несколько прижимают его к конусной поверхности Д шестерни 11. Возникающие вследствие разности скоростей вращения валов 11 и 7 силы трения сдвигают кольцо 5 в сторону вращения первичного вала 11 на величину зазора, образованного сухарями в пазах кольца 5.

Одновременно муфта и кольцо упираются скошенными поверхностями торцов своих зубьев, и давление между коническими поверхностями кольца и шестерни вала 11 увеличивается (рис. 237, б). После того как возросшие силы трения конусных поверхностей кольца и шестерни уравняют их скорости, сопротивление продольному перемещению муфты уменьшится, муфта плавно передвинется до конца влево и включит передачу (рис. 237, в).

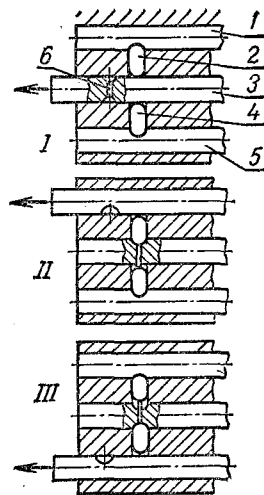
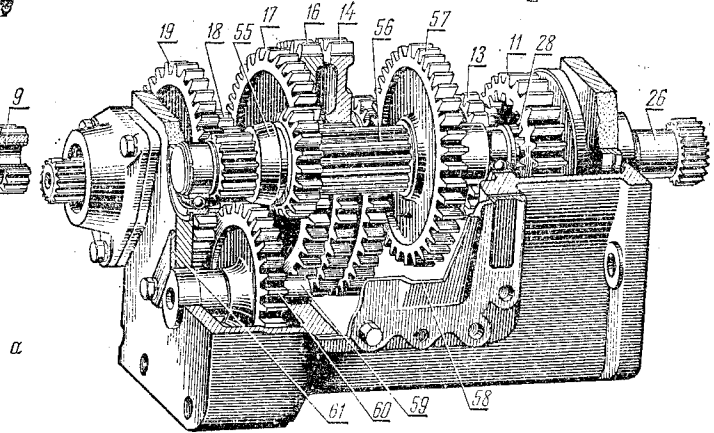
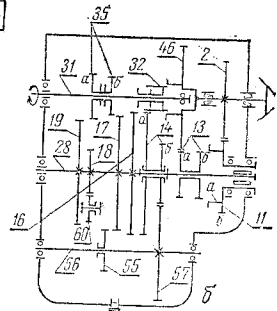
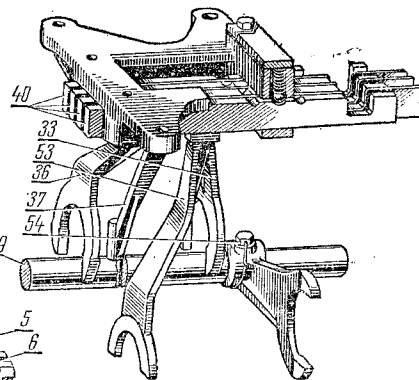
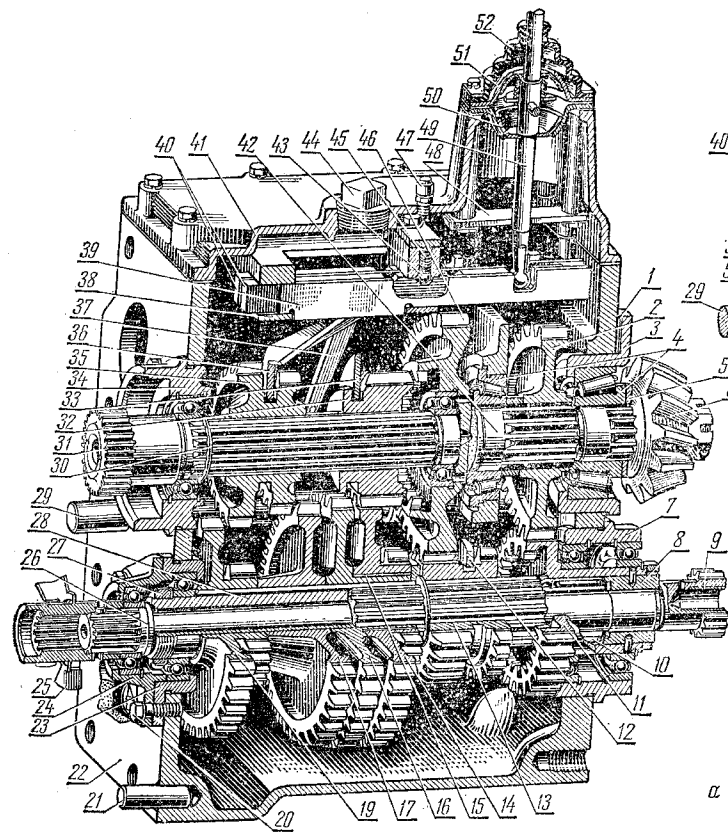


Рис. 238. Схема действия механизма переключения передач:

1, 3, 5 — валики; 2, 4 — плунжеры; 6 — стопорный палец.



Механизм переключения передач состоит из качающегося рычага 69 (рис. 236, а) на шаровой опоре 1, валиков переключения вилок, закрепленных на валиках винтами, шариковых фиксаторов 67 с пружинами и замков для предупреждения одновременного включения двух передач. Между валиками 1, 3 и 5 (рис. 238) помещены два плунжера 2 и 4, а в горизонтальном отверстии среднего валика установлен стопорный палец 6. Если перемещают средний валик 3 (положение I), то плунжеры 2 и 4 выходят из его углублений и входят в углубления валиков 1 и 5 и запирают их.

Если перемещают один из крайних валиков, например валик 1 (положение II), то плунжер выходит из углубления валика 1 и входит в углубление валика 3. Одновременно плунжер 2 перемещает стопорный палец 6 и вводит плунжер 4 в углубление валика 5. При этом валики 3 и 5 будут заперты в нейтральном положении. При перемещении валика 5 запираются валики 1 и 3 (положение III).

Чтобы включить передачу заднего хода, надо предварительно преодолеть сопротивление пружины 6 (рис. 236, а) предохранителя 7.

Для снижения избыточного давления в картере коробки предусмотрен сапун 25. Утечка масла через выход заднего конца вторичного вала из картера предотвращается универсальным сальником 29. С этой же целью на внутренней поверхности крышки 27 сделана маслосточная канавка, по которой сопрягается шейка фланца 30 карданного шарнира. В нижней части картера размещен грязеуловитель 49. Продукты износа деталей и старения масла, а также отстой собираются грязеуловителем и по наклонным пазам стекают на дно картера.

Коробку передач заполняют смазкой через отверстие с пробкой 47, она же служит для контроля за уровнем масла. Сливают масло через отверстие с пробкой 48.

#### § 4. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРОВ МТЗ-50, МТЗ-52

Коробка передач этих тракторов девятиступенчатая, четырехходовая, с прямой передачей и двумя передачами заднего хода. Она представляет собой двухвальную трехскоростную коробку передач с двухступенчатым редуктором.

В корпусе 22 (рис. 239, а) коробки передач, который прикрепляется к корпусу силовой передачи трактора, размещены четыре вала: первичный 31, вторичный 42, промежуточный 28 и вал 56 пониженных передач с шестернями, подшипниками и уплотнениями.

Рис. 239. Коробка передач тракторов МТЗ-50 и МТЗ-52:

а — устройство; б — схема работы; 1 — регулировочные прокладки; 2 — ведомая шестерня второй ступени редуктора; 3 — стакан подшипника вторичного вала; 4 — конические роликоподшипники вторичного вала; 5 — регулировочная шайба; 6 — ведущая шестерня главной передачи; 7 — стакан подшипника ведущей шестерни второй ступени редуктора; 8 — задняя опора внутреннего вала; 9 — втулка внутреннего вала; 10 — игольчатый подшипник промежуточного вала; 11 — ведущая шестерня второй ступени редуктора; 12 — вилка шестерни первой ступени редуктора; 13 — ведущая шестерня первой ступени редуктора; 14 — промежуточная шестерня; 15 — втулка промежуточной шестерни; 16 — ведомая шестерня третьей и шестой передач; 17 — ведомая шестерня четвертой и седьмой передач; 18 — ведомая шестерня заднего хода; 19 — шестерня пятой передачи; 20 — болт; 21 — установочный штифт; 22 — корпус коробки передач; 23 — стакан переднего подшипника промежуточного вала; 24 — крышка переднего подшипника; 25 — крыльчатка; 26 — вал независимого привода заднего вала отбора мощности; 27 — гайка с замковой шайбой; 28 — промежуточный вал; 29 — валик вилки переключения редуктора; 30 — стопорное кольцо; 31 — первичный вал; 32 — передвижная шестерня переключения первичного вала; 33 — вилка передвижных шестерен третьей, шестой и девятой передач; 34 — стакан переднего подшипника первичного вала; 35 — двойная передвижная шестерня четвертой, пятой, седьмой и восьмой передач; 36 — вилка передвижных шестерен четвертой, пятой, седьмой и восьмой передач; 37 — поводок валика вилки переключения передвижной шестерни первой ступени редуктора; 38 — опорная планка ползунов вилок переключения; 39 — замковая пластина ползунов вилок переключения; 40 — ползуны вилок переключения; 41 — крышка коробки передач; 42 — вторичный вал; 43 — шариковый фиксатор ползунов; 44 — пробка отверстия для заливки масла; 45 — пружина фиксатора; 46 — ведомая шестерня первой ступени редуктора; 47 — сапун; 48 — аланка ограничения качания рычага переключения передач; 49 — рычаг переключения передач; 50 — чашка сферической опоры рычага; 51 — гнездо чашки сферической опоры; 52 — защитный резиновый чехол; 53 — вилка переключения первой и второй передач и заднего хода; 54 — болт; 55 — передвижная ведущая шестерня первой и второй передач и заднего хода; 56 — вал пониженных передач; 57 — ведомая шестерня первой и второй передач и заднего хода; 58 — боковая крышка корпуса коробки передач; 59 — ось промежуточной шестерни заднего хода; 60 — промежуточная шестерня заднего хода; 61 — стопорная пластина оси промежуточной шестерни заднего хода.

Первичный вал 31 вращается в двух шарикоподшипниках — передний помещен в стакан 34, а задний в расточке вторичного вала 42. На шлицах вала 31 впереди надеты двойная передвижная шестерня 35 четвертой, пятой, седьмой и восьмой передач и подвижная шестерня 32.

Вторичный вал 42 опирается на конические роликовые подшипники 4, из которых передний находится в расточке перегородки корпуса 22, а задний — в стакане 3. Под фланцем стакана 3 помещены прокладки 1, позволяющие регулировать зазор в конических роликоподшипниках. Сзади на шлицах вала 42 закреплена гайкой коническая ведущая шестерня 6 главной передачи. Между торцом конического подшипника и шестерней 6 помещена шайба 5 для регулировки зацепления конических шестерен главной передачи.

Промежуточный вал 28 — полый; внутри него проходит вал 26 независимого привода ВОМ. Вал 28 опирается впереди на шариковый подшипник в стакане 23, а сзади на игольчатый подшипник 10, сидящий в расточке ведущей шестерни 11 второй ступени редуктора. На промежуточном валу установлены: двойная шестерня 19 и 18 пятой передачи и заднего хода, ведомая шестерня 17 четвертой и седьмой передач, ведомая шестерня 16 третьей и шестой передач, двойная промежуточная шестерня 14, двойная ведущая шестерня 13 первой ступени редуктора и ведущая шестерня 11 второй ступени редуктора. Шестерни 18, 19, 17 и 16, закрепленные неподвижно, передают вращение от первичного вала к промежуточному. Шестерня 14 свободно сидит на ступице шестерни 16 и предназначена для передачи вращения от первичного вала 31 на вал пониженных передач 56.

Вал 56 пониженных передач вращается на двух шарикоподшипниках, сидящих в расточках корпуса 22. На валу неподвижно укреплена ведомая шестерня 57 первой и второй передач и заднего хода, а на шлицах надета подвижная ведущая шестерня 55 первой и второй передач и заднего хода.

Механизм переключения передач состоит из прямоугольных ползунов 40 с приваренными к ним вилками 36, 33 и 53, замковых пластин 39 и шариковых фиксаторов 43 с пружинами 45, размещенными в крышке 41. Ползун 40 для переключения шестерни редуктора связан свилкой переключения 12 валиком 29, снабженным поводком 37. Передачи переключают рычагом 49, помещенным на сферическую опору, закрытую резиновым чехлом 52.

При включении различных передач в зацеплении участвуют следующие шестерни (рис. 239, б): на первой — 32—14,а, 14,б—57, 55—17 и 13,а—46; на второй — 32—14,а, 14,б—57, 55—17, 13,б—11,а и 11,б—2; на третьей — 32—16 и 13,а—46; на четвертой — 35,б—17 и 13,а—46; на пятой — 35,а—19 и 13,а—46; на шестой — 32—16, 13,б—11,а и 11,б—2; на седьмой — 35,б—17, 13,б—11,а и 11,б—2; на восьмой — 35,а—19, 13,б—11,а и 11,б—2; на девятой (прямой) — 32—46. На первой передаче заднего хода сцеплены шестерни 32—14,а, 14,б—57, 55—60, 60—18 и 13,а—46; на второй передаче заднего хода 32—14,а, 14,б—57, 55—60, 60—18, 13,б—11,а и 11,б—2.

На специализированных тракторах — виноградниковом Т-54В и лесохозяйственном Т-54Л — устанавливается коробка передач такой же конструкции.

## § 5. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРА Т-4А

Коробка передач (рис. 240) двухвальная, с реверс-редуктором, четырехходовая, с восемью передачами вперед и четырьмя назад.

Механизмы коробки передач (рис. 240, а) и реверс-редуктора размещены в отдельных корпусах и соединены между собой болтами. В корпусе 59 коробки передач установлены два вала с шестернями: первичный 60 и вторичный 13.

Опорами первичного вала 60 служат роликоподшипник 9 и шарико-подшипник 46, размещенные в стаканах 10 и 58 корпуса. На шлицы вала насажены три скользящие шестерни: одинарная 41 и две сдвоенные 61 и 7 для первой-второй и четвертой-третьей передач.

Вторичный вал 13 опирается на шариковый 28 и роликовый 12 подшипники, помещенные в стаканах. Вал изготовлен как одно целое с малой конической шестерней главной передачи, и на нем неподвижно расположены шестерни: 19 первой передачи, двойная 17 второй и четвертой передач и 15 третьей передачи. К корпусу 57 реверс-редуктора прикреплен стакан 39, в котором на подшипниках 32 и 31 установлен промежуточный вал 33 с шестерней постоянного зацепления 40. В корпусе размещены две неподвижные оси: 70 реверса и 68 редуктора. На оси 70 на игольчатых подшипниках 71 вращается шлицевая втулка 72, по шлицам которой вилкой 45 перемещают шестерню реверса 73, имеющую широкий зубчатый венец, находящийся в постоянном зацеплении с подвижной шестерней 41 первичного вала 60.

На оси 68 на игольчатых подшипниках 67 вращается двойная шестерня 66, венец *a* (рис. 240, б) которой находится в постоянном зацеплении с шестерней 40 промежуточного вала (на схеме показано пунктиром). Венец *b* шестерни 66, предназначенный для получения пониженного ряда передач, входит в зацепление с подвижной шестерней 41. Переключение шестерен в коробке передач и реверс-редукторе раздельное. Подвижные шестерни передвигают вилками, установленными неподвижно на валиках переключения 4 (рис. 240, а) и 43. Сверху на реверс-редуктор и корпус коробки передач установлены литые крышки 6 и 44, на которых укреплены кулисы 2 и 48 и колонки с рычагами переключения 1 и 50. Рычаги переключения и колонки защищены резиновыми чехлами. В крышке коробки передач помещен механизм блокировки.

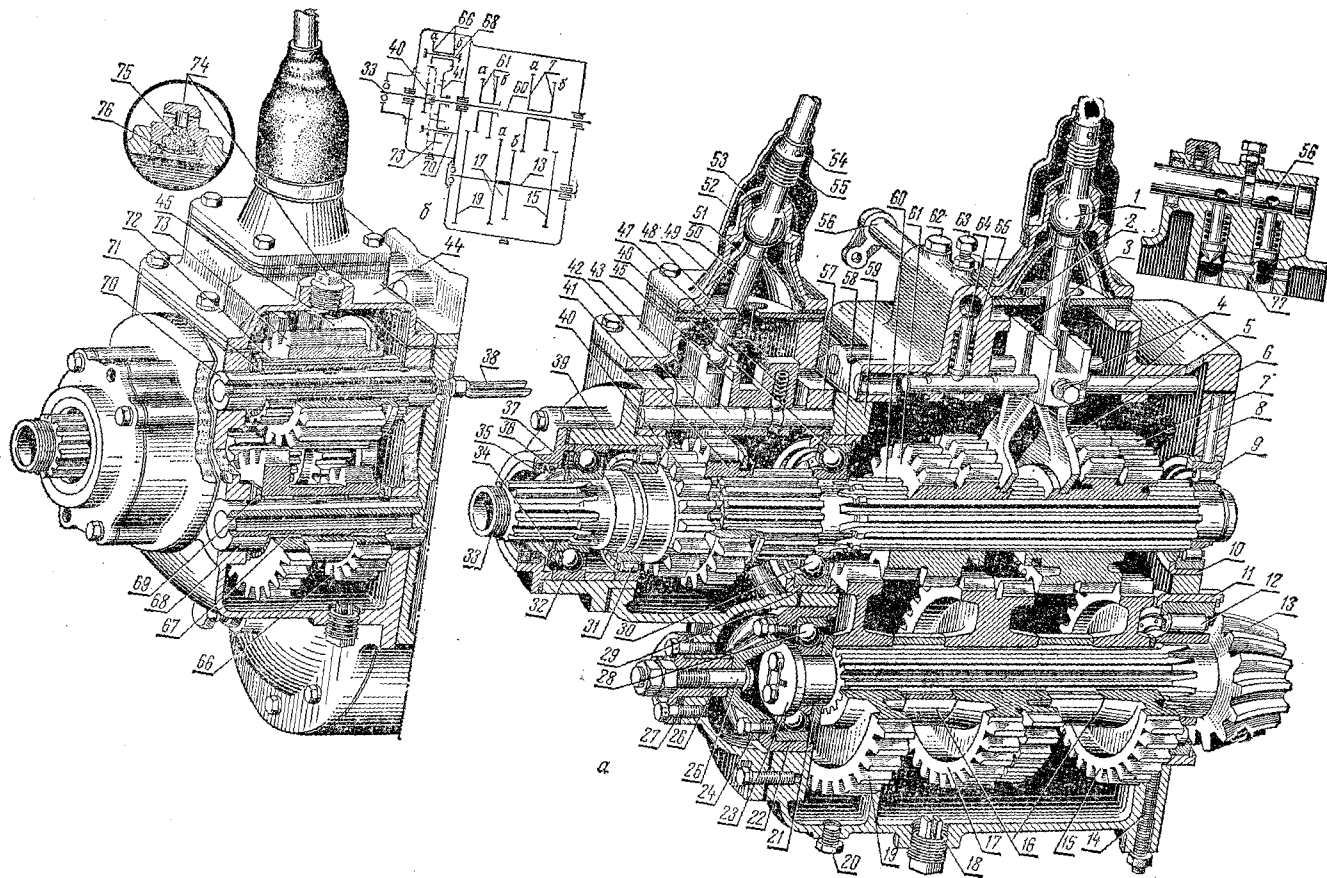
Механизм блокировки связывает механизм переключения передач и механизм муфты сцепления и позволяет переключить передачу только в том случае, если муфта сцепления полностью выключена и первичный вал коробки передач остановлен. При выключенной муфте сцепления валик 56 занимает положение, при котором стопоры 64 своими хвостовиками упираются в цилиндрическую поверхность валика блокировки и запирают валики переключения, как показано на рисунке. Когда муфта сцепления выключается, валик блокировки поворачивается так, что его гнезда устанавливаются против стопоров и не препятствуют переключению передач.

Одновременное включение двух передач предупреждается стопором 77 (рис. 240, а). Для включения передач пониженного ряда рычаг реверс-редуктора из нейтрального положения переводят в положение «пониженное». При этом шестерня 41 (рис. 240, б) первичного вала входит в зацепление с венцом *b* двойной шестерни 66 реверс-редуктора (показано стрелкой). При последующем включении передач пониженного ряда в зацеплении участвуют такие шестерни: на первой передаче — 40—66, *a*, 66, *b*—41, 61, *a*—19; на второй — 40—66, *a*, 66, *b*—41, 61, *b*—17, *a*; на третьей — 40—66, *a*, 66, *b*—41, 7, *b*—15; на четвертой — 40—66, *a*, 66, *b*—41, 7, *a*—17, *b*.

Для включения передач основного ряда рычаг реверс-редуктора переводят из нейтрального положения в положение «основное»: подвижная шестерня 41 входит в зацепление с шестерней 40 промежуточного вала, и он вращается со вторичным валом как одно целое.

При включении передач основного ряда в зацеплении участвуют шестерни: на первой (пятой) передаче — 40—41 и 61, *a*—19; на второй (шестой) — 40—41 и 61, *b*—17, *a*; на третьей (седьмой) — 40—41 и 7, *b*—15; на четвертой (восьмой) — 40—41 и 7, *a*—17, *b*.

Для включения заднего хода рычаг реверс-редуктора из нейтрального положения перемещают в положение «ЗХ». При этом шестерня



реверса 73 входит в зацепление с венцом *a* шестерни 66 реверс-редуктора. В передачах заднего хода в зацеплении участвуют шестерни: на первой передаче — 40—66, *a*, 66, *a*—73, 73—41, 61, *a*—19; на второй — 40—66, *a*, 66, *a*—73, 73—41, 61, *b*—17, *a*; на третьей — 40—66, *a*, 66, *a*—73, 73—41, 7, *b*—15; на четвертой — 40—66, *a*, 66, *a*—73, 73—41, 7, *a*—17, *b*.

Шестерни коробки передач смазываются из общей с задним мостом масляной ванны, масло в которую заливают через патрубок, расположенный на задней стенке корпуса моста трактора. В реверс-редуктор масло заливают через отверстие, закрытое пробкой 74. Уровень масла проверяют по отверстие с пробкой на передней плоскости корпуса реверс-редуктора. Масло сливают через отверстие с пробками, расположенные в нижней части корпусов редуктора и коробки.

## § 6. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ И УВЕЛИЧИТЕЛЬ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ТРАКТОРА ДТ-75

У трактора ДТ-75 передаточные числа силовой передачи изменяются последовательно увеличителем крутящего момента (УКМ) и коробкой передач.

Увеличитель крутящего момента (рис. 241, *a*, *b*) собран в корпусе 32, разделенном на два отсека и прикрепленном к корпусу коробки передач. В переднем отсеке корпуса расположены муфта сцепления и тормозок УКМ, а в заднем — одноступенчатый планетарный редуктор и муфта свободного хода. Муфта сцепления, муфта свободного хода и тормозок служат для включения и выключения планетарного редуктора без остановки трактора.

Муфта сцепления УКМ однодисковая, сухая, постоянно замкнутая, с пружинным нажимным механизмом. Ступица 10 ведущего диска 19 муфты расположена на шлицах ведущего вала 1 редуктора. Ведомые части муфты, состоящие из ступицы 21, нажимного 17 и опорного 16 дисков, связаны с водилом 37 редуктора. Включается муфта отводкой 7 с упорным шарикоподшипником 6, который при выключении муфты давит на концы отжимных рычагов 14, связанных через болты 13 с нажимным диском 17. На опорном диске 16 помещена колодка 18 тормозка; последний служит для торможения водила при включенном УКМ.

Планетарный редуктор состоит из вала 1 с ведущей солнечной шестерней, водила 37, сателлитов 29 и ведомой солнечной шестерни 31. Водило 37 установлено в подшипниках 23 и 33. Шарикоподшипник 23 помещен в гнезде 22, прикрепленном к перегородке корпуса 32, а роликоподшипник 33 закреплен кольцом в расточке задней стенки корпуса УКМ. Редуктор имеет три парных сателлита 29. Каждая пара сателлитов

Рис. 240. Коробка передач трактора Т-4А:

*a* — устройство; *b* — кинематическая схема: 1 — рычаг переключения передач; 2 — кулиса; 3 — вилка переключения первой и второй передач; 4 — валики вилки переключения передач; 5 — вилка переключения третьей и четвертой передач; 6 — крышка корпуса коробки передач; 7 — сдвоенные подвижные ведущие шестерни третьей и четвертой передач; 8 — установочный штифт стакана подшипника; 9, 12, 31 — цилиндрические роликоподшипники; 10, 11, 22, 39, 53 — стаканы (гнезда) подшипников; 13 — вторичный вал с ведущей конической шестерней; 14 — установочный винт с контргайкой; 15 — ведомая шестерня третьей передачи; 16 — распорные втулки; 17 — сдвоенные ведомые шестерни второй и четвертой передач; 18, 20 — сливные пробки; 19 — ведомая шестерня первой передачи; 21 — упорное кольцо вторичного вала; 23 — упорная шайба; 24 — упорная крышка; 25 — болт упорной крышки; 26 — упорный фланец; 27 — регулировочные прокладки; 28, 30, 32, 46 — шарикоподшипники; 29 — установочное кольцо; 33 — промежуточный вал с шестерней постоянного зацепления; 34 — маслоотражательная шайба; 35 — уплотнительное кольцо; 36 — самоподжимной сальник; 37 — крышка; 38 — лоток для сбора и подвода масла к шестерням реверс-редуктора; 40 — шестерни промежуточного вала; 41 — подвижная шестерня включения редуктора; 42 — вилка переключения подвижной шестерни; 43 — валик включения редуктора; 44 — крышка корпуса реверс-редуктора; 45 — вилка переключения редуктора; 47 — пружина фиксатора; 48 — кулиса реверс-редуктора; 49 — колонка рычага переключения; 50 — рычаг переключения реверс-редуктора; 51, 52 — резиновые чехлы; 53 — колпачок; 54 — упорная втулка; 55 — пружина; 56 — валик блокировки; 57 — корпус реверс-редуктора; 59 — корпус коробки передач; 60 — первичный вал; 61 — сдвоенные подвижные ведущие шестерни первой и второй передач; 62 — пробка фиксатора валика блокировки; 63 — установочный болт валика блокировки; 64 — стопор валика переключения; 65 — пружина стопора; 66 — сдвоенные ведомые шестерни реверс-редуктора; 67, 71 — игольчатые подшипники; 68 — ось блока шестерен редуктора; 69 — упорное кольцо роликов игольчатого подшипника; 70 — ось подвижной шестерни реверса; 72 — шлицевая втулка; 73 — передвижная шестерня реверса; 74 — пробка сапуна; 75 — набивка сапуна; 76 — шайба; 77 — стопор.

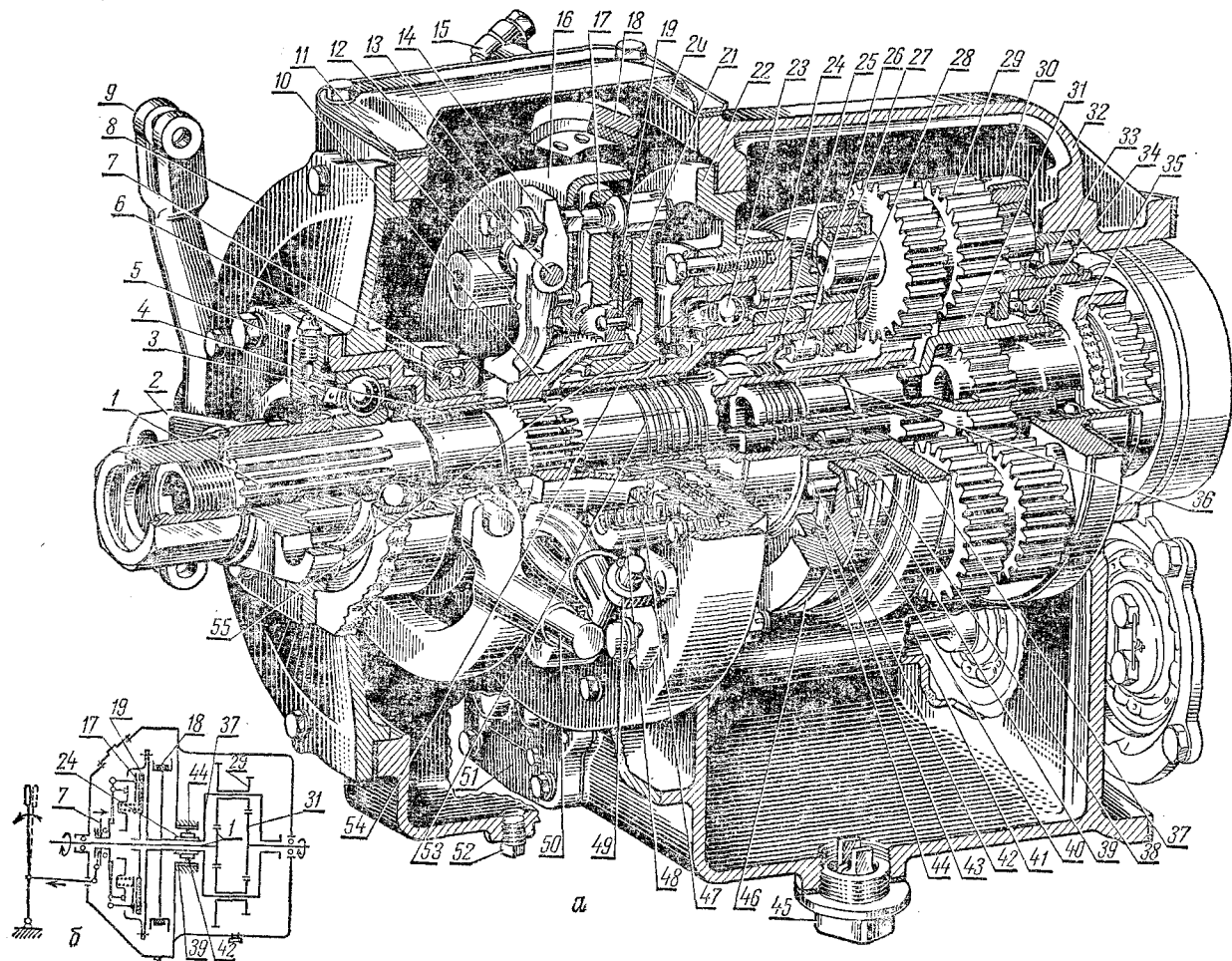


Рис. 241. Увеличитель крутящего момента трактора ДТ-75:

*а* — устройство; *б* — схема: 1 — ведущий вал; 2 — вилка карданного шарнира; 3 — распорная втулка; 4, 55 — крышки сальников; 5 — стакан подшипника; 6 — упорный подшипник отводки; 7 — отводка муфты сцепления; 8 — крышка; 9 — двуплечий рычаг; 10 — ступица ведущего диска муфты сцепления; 11 — пружина отжимного рычага; 12 — ось отжимного рычага; 13 — болт отжимного рычага; 14 — отжимной рычаг; 15 — рычаг тормозка; 16 — опорный диск; 17 — нажимной диск; 18 — колодка тормозка водила; 19 — ведущий диск; 20 — крышка; 21 — ступица; 22 — гнездо переднего подшипника водила; 23 — подшипник; 24 — втулка внутренней обоймы муфты свободного хода; 25 — маслоотводящая втулка; 26 — подшипник ведущего вала; 27 — игольчатый подшипник; 28 — маслораспределительная втулка; 29 — сателлит; 30 — кожух водила; 31 — ведомая солнечная шестерня; 32 — корпус УКМ; 33 — подшипник водила; 34 — шарикоподшипник ведомой шестерни; 35 — муфта соединения ведомой шестерни УКМ с первичным валом коробки передач; 36 — игольчатый подшипник; 37 — водило; 38 — прижимной диск муфты свободного хода; 39 — корпус муфты свободного хода; 40 — упор пружины плунжера муфты свободного хода; 41 — вал привода насоса; 42 — ролик муфты свободного хода; 43 — плунжер муфты свободного хода; 44 — пружина плунжера; 45 — пробка отверстия для слива масла; 46 — обойма муфты свободного хода; 47 — нажимная пружина муфты сцепления; 48 — стакан пружины; 49 — кронштейн оси отжимного рычага; 50 — рычаг отводки; 51 — шестеренчатый насос; 52 — пробка отверстия для слива отстоя; 53 — уплотнительное кольцо; 54 — уплотнительная втулка.



закреплена на оси штифтами и установлена на водиле в игольчатых подшипниках 27. Большой венец сателлитов 29 находится в постоянном зацеплении с ведущей солнечной шестерней вала 1, а малый — с ведомой солнечной шестерней 31. Цапфа шестерни 31 впереди опирается на игольчатый подшипник 36, помещенный в расточке вала 1, а сзади — на шарикоподшипник 34, закрепленный в корпусе кольцом; шестерня 31 через втулку и муфту 35 соединена с ведущим валом коробки передач.

Муфта свободного хода состоит из втулки 24, корпуса 39, плунжеров 43 с пружинами 44 и роликов 42. Неподвижный корпус 39 муфты имеет пазы с наклонными плоскостями. В пазах корпуса между втулкой 24, соединенной неподвижно с водилом 37, установлены ролики 42. Они постоянно отжимаются к узкой части пазов пружинами 44. Детали редуктора работают в масляной ванне. Масло заливается в задний отсек корпуса 32 УКМ через отверстие в верхней его части. Пробка отверстия снабжена линейкой для контроля уровня смазки. Смазка подшипников, роликов муфты свободного хода и шестерен планетарного редуктора осуществляется принудительно. Масло к подшипникам подается шестеренчатым насосом 51, который приводится во вращение валом 41 от промежуточного вала коробки передач. Перетекание масла в передний сухой отсек, где размещены муфта сцепления и тормозок, попадание пыли в корпус предотвращаются самоподжимными сальниками в крышках 4 и 55 и стакане 5, а также уплотнительной втулкой 54 с кольцами 53.

Принцип действия УКМ таков. Когда муфта сцепления УКМ включена, ведущий вал 1 с солнечной шестерней, диски муфты сцепления и водило с неподвижными относительно своих осей сателлитами вращаются как одно целое с равной угловой скоростью. Это вращение передается на ведомую солнечную шестерню 31 и далее на первичный вал коробки передач. Ролики муфты свободного хода, смещенные в широкую часть пазов корпуса 39, не препятствуют вращению втулки 24 и водила 37.

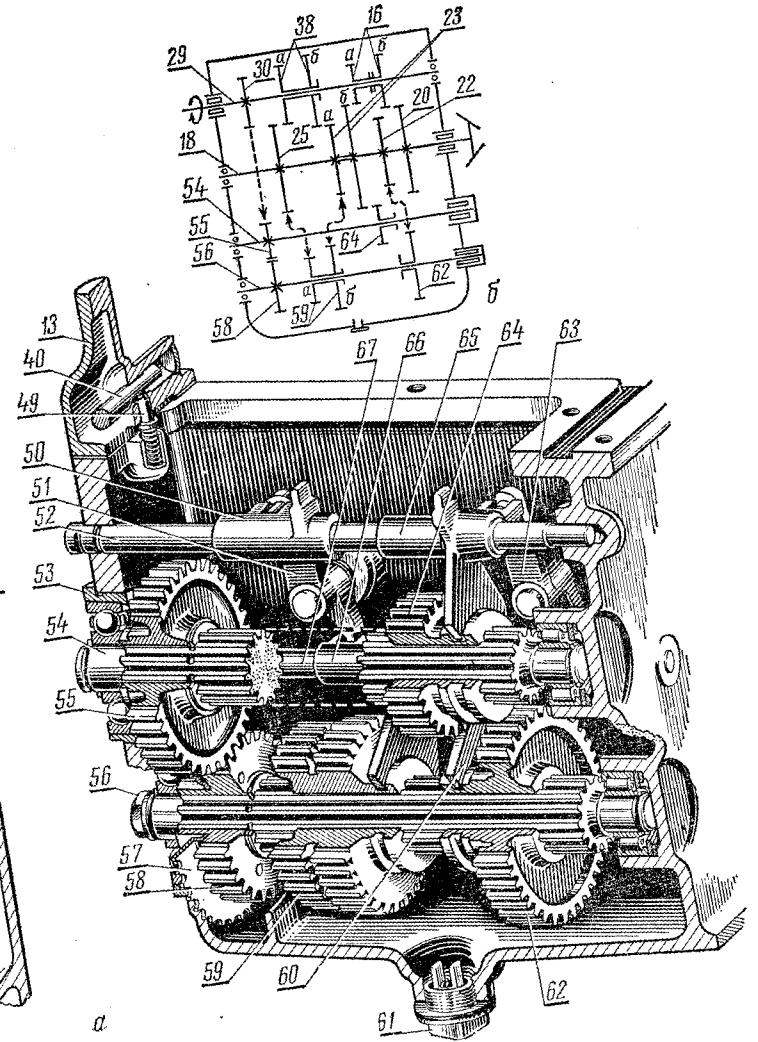
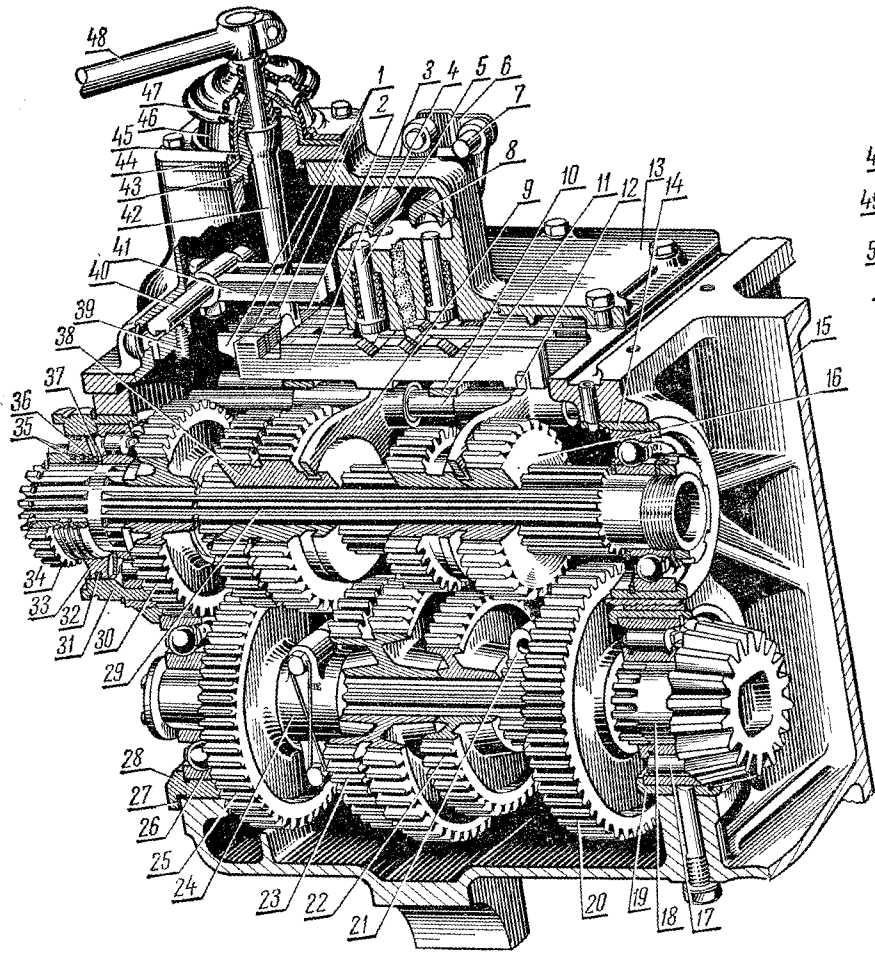
При выключенной муфте сцепления УКМ водило отключается от вала 1. Под действием усилий, передаваемых ведущей солнечной шестерней и сателлитами, оно стремится повернуться в направлении, обратном направлению вращения коленчатого вала двигателя. Однако этому препятствует муфта свободного хода, ролики которой, сдвигаясь в узкую часть пазов корпуса, заклинивают втулку 24. Ведущая шестерня вала 1 через вращающиеся относительно неподвижного водила сателлиты приводят во вращение ведомую шестерню 31 и далее первичный вал коробки передач, снижая число его оборотов и соответственно увеличивая крутящий момент. Передаточное число УКМ равно 1,25.

Коробка передач (рис. 242, а) — пятиходовая, семиступенчатая, с одной передачей заднего хода. При использовании УКМ число передач переднего хода удваивается. Механизмы коробки передач, состоящие из валов, шестерен и подшипников, размещены в передней части корпуса заднего моста трактора.

Первичный вал 29 вращается на роликовом и шариковом подшипниках, установленных в стаканах 31 и 14. На шлицах вала помещены шестерня 30 постоянного зацепления, двойная подвижная шестерня 38 третьей и четвертой передач и двойная передвижная шестерня 16 первой и второй передач.

Вторичный вал 18 выполнен заодно с ведущей конической шестерней главной передачи и опирается впереди на шариковый 26 и сзади на роликовый 17 подшипники, размещенные в стаканах 28 и 19. На валу неподвижно укреплены шестерни 25, 23, 22 и 20 для третьей, первой, четвертой, седьмой и второй передач соответственно.

Промежуточный вал 56 вращается в шариковом и роликовом подшипниках. Передний подшипник установлен в стакане, а задний — в расточке перегородки корпуса заднего моста. На шлицах вала кольцом закреплена шестерня постоянного зацепления 58 и установлены подвиж-



ные шестерни; двойная 59 пятой и шестой передач и одинарная 62 седьмой передачи. К шестерне 58 для лучшей смазки деталей коробки передач прикреплена маслоразбрызгивающая шайба 57.

Вал заднего хода 54 установлен в подшипниках так же, как промежуточный вал, и несет на себе неподвижную шестерню 64 заднего хода. Переключают передачи рычагом 48, соединенным с внутренним рычагом 42, установленным своей сферической частью во фланце 43 крышки коробки передач. Конец рычага 42 входит в пазы четырех ползунов 3 прямоугольной формы. Ползуны помещены в приливах верхней части коробки передач, разделены пластинами 1 и удерживаются внизу опорными планками 10. В нижние пазы ползунов 3 входят выступы поводков вилок 12, которые вставлены в кольцевые выточки на подвижных шестернях. Движение рычага 42 по пазам ползунов 3 направляетсявилкой 41, сидящей неподвижно на валике переключения 40, установленном в отверстиях прилива крышки коробки передач. В нейтральном и включенном положениях ползуны 3 удерживаются фиксаторами 5.

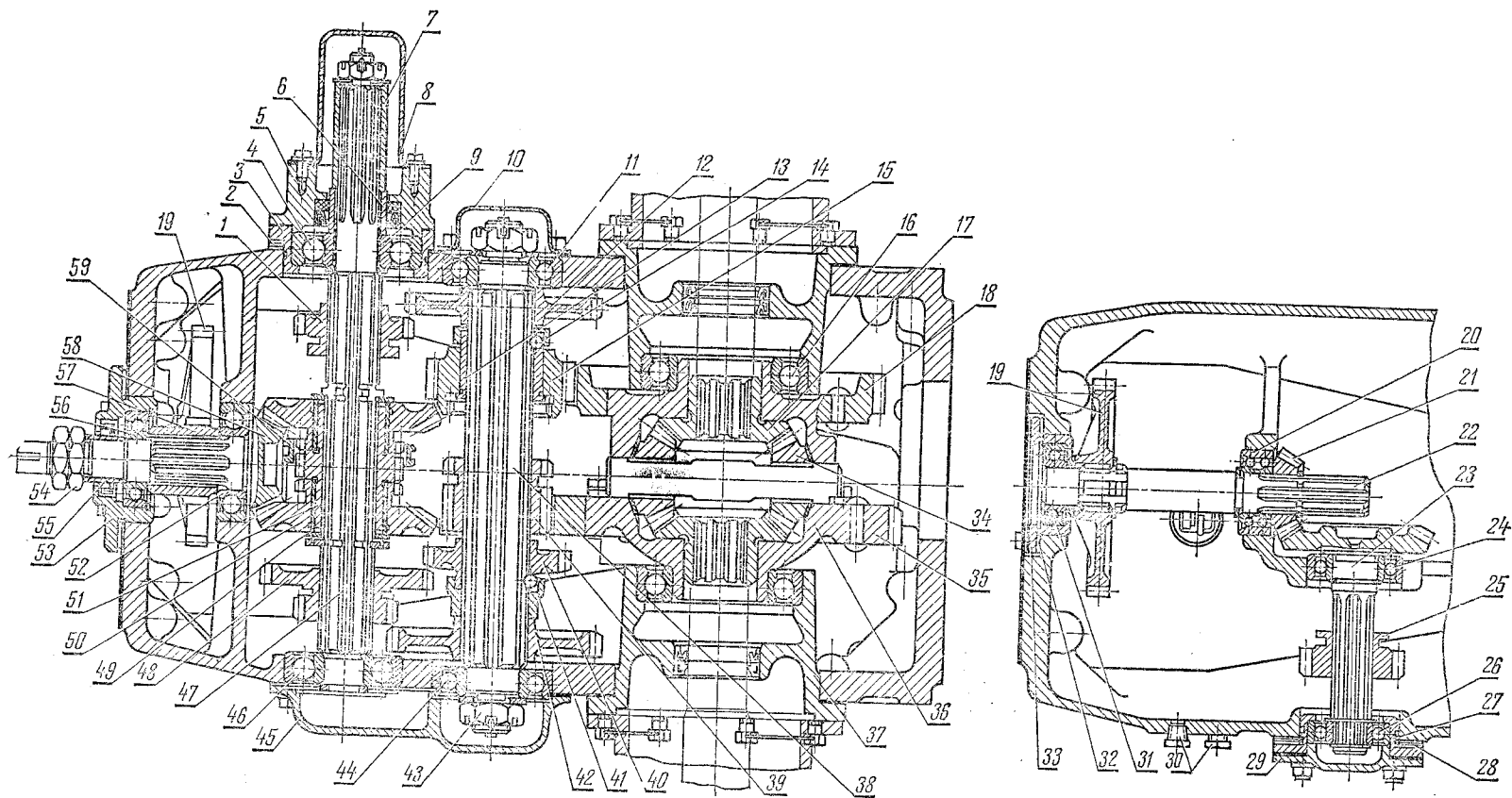
Механизм переключения передач заблокирован с механизмом управления муфтой сцепления. Детали коробки передач смазываются из общей масляной ванны корпуса заднего моста. Для слива масла служит отверстие, закрытое пробкой 61, в которой установлен магнит. Зацепление шестерен при включении различных передач (рис. 242, б) таково: на первой — 16,а—23,б; на второй — 16,б—20; на третьей — 38,а—25; на четвертой — 38,б—23,а; на пятой — 30—55, 55—58 и 59,а—25; на шестой — 30—55, 55—58 и 59,б—23,а; на седьмой — 30—55, 55—58 и 62—22; на передаче заднего хода — 30—55 и 64—23,б.

## § 7. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРА Т-25

Коробка передач трактора Т-25 (рис. 243, а, б) — трехвальная, с редуктором, трехходовая, с шестью основными и двумя замедленными передачами. Основные передачи — реверсивные. Механизмы коробки передач размещены в общем корпусе заднего моста трактора. Одна из особенностей этой коробки передач — поперечное (относительно продольной оси трактора) расположение промежуточного 47 и вторичного вала 38. Первичный вал 58, установленный в шарикоподшипниках 56 и 52, составляет одно целое с конической шестерней. Подшипник 56 закреплен пружинным кольцом в стакане 53 и служит установочным. Под фланец стакана помещены прокладки для регулирования зацепления конических шестерен. На средней шлицевой части первичного вала 58 установлена

Рис. 242. Коробка передач трактора ДТ-75:

а — устройство; б — кинематическая схема: 1 — разделительные пластины; 2 — боковая планка; 3 — ползун переключения передач; 4 — передний валик блокировки; 5 — фиксатор; 6 — серья валиков блокировки; 7 — упорный палец валиков блокировки; 8 — задний валик блокировки; 9 — вилка переключения третьей и четвертой передач; 10 — опорная планка; 11 — ось вилок шестерен третьей и четвертой, первой и второй передач; 12 — вилка переключения первой и второй передач; 13 — крышка коробки передач; 14, 19, 28, 31 и 53 — стаканы; 15 — корпус силовой передачи; 16 — двойная подвижная шестерня первой и второй передач; 17 — роликподшипник; 18 — вторичный вал с ведущей конической шестерней главной передачи; 20 — шестерня второй передачи; 21 — узкое расpornoe полукольцо; 22 — шестерня седьмой передачи; 23 — шестерня первой и четвертой передач; 24 — широкое расpornoe полукольцо; 25 — шестерня третьей передачи; 26 — передний шарикоподшипник вторичного вала; 27 — регулировочные прокладки; 29 — первичный вал; 30 — ведущая шестерня постоянного зацепления первичного вала; 32 — резиновое уплотнительное кольцо; 33 — корпус уплотнения; 34 — зубчатая муфта; 35 — уплотнительные кольца; 36 — пружинное кольцо; 37 — маслоотбойная шайба; 38 — двойная подвижная шестерня третьей и четвертой передач; 39 — направляющий винт валика переключения; 40 — валик переключения; 41 — направляющая вилка; 42 — внутренний рычаг переключения; 43 — фланец крышки коробки передач; 44 — прижимное кольцо; 45 — колпак; 46 — резиновый чехол; 47 — пружина рычага переключения; 48 — рычаг переключения передач; 49 — фиксатор; 50 — поводок двуплечего рычага переключения шестерен пятой и шестой передач; 51 — двуплечий рычаг переключения шестерен пятой и шестой передач; 52 — ось вилок шестерен пятой, шестой и седьмой передач и шестерни заднего хода; 54 — вал заднего хода; 55 — шестерня постоянного зацепления на валу заднего хода; 56 — промежуточный вал; 57 — маслоразбрызгивающая шайба; 58 — ведомая шестерня постоянного зацепления; 59 — шестерни пятой и шестой передач; 60 — вилка переключения седьмой передачи; 61 — пробка отверстия для слива масла; 62 — шестерня седьмой передачи; 63 — двуплечий рычаг переключения седьмой передачи; 64 — шестерня передачи заднего хода; 65 — вилка переключения передачи заднего хода; 66 — вилка переключения пятой и шестой передач; 67 — нижняя ось вилок.



a

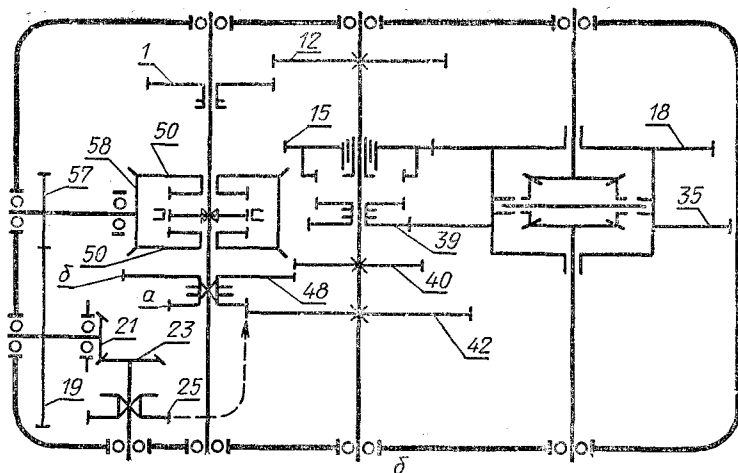


Рис. 243. Коробка передач, главная передача и дифференциал трактора Т-25:

*a* — конструкция; *б* — кинематическая схема: 1 — подвижная шестерня второй и четвертой передач; 2, 28, 32 — регулировочные прокладки; 3, 27, 33, 53 — стаканы подшипников; 4, 11, 16, 20, 24, 26, 31, 44, 46, 52, 56 — шарикоподшипники; 5 — гнездо сальников; 6, 7, 9, 13, 41, 55 — втулки; 8 — колпак; 10, 29, 45 — крышки; 12 — ведомая шестерня второй и четвертой передач; 14 — обойма; 15 — ведущая шестерня дифференциала (малая); 17 — коническая шестерня полуоси; 18 — ведомая шестерня передачи к дифференциалу (большая); 19 — ведомая шестерня приводного вала замедленных передач; 21 — коническая шестерня замедленной передачи; 22 — приводной вал замедленных передач; 23 — вал замедленной передачи с конической шестерней; 25 — цилиндрическая скользкая шестерня замедленной передачи; 30 — пробки для контроля уровня масла; 34 — сателлит; 35 — ведомая шестерня передачи к дифференциалу (большая); 36 — корпус дифференциала; 37 — стакан; 38 — вторичный вал; 39 — скользкая шестерня редуктора; 40 — ведомая шестерня пятой и шестой передач; 42 — ведомая шестерня первой и третьей передач; 43, 54 — гайки; 47 — промежуточный вал; 48 — ведущая скользкая шестерня первой и третьей передач; 49 — шайбы; 50 — коническая шестерня реверса; 51 — зубчатая втулка реверса; 57 — ведущая шестерня привода вала замедленных передач; 58 — первичный вал с конической шестерней; 59 — зубчатая муфта реверса.

цилиндрическая ведущая шестерня 57 приводного вала 22 замедленных передач.

Промежуточный вал 47 расположен в двух шарикоподшипниках, из которых правый (по ходу трактора) является установочным — он закреплен на валу и в стакане 3. Положение стакана регулируется прокладками 2. Правый шлицевой конец промежуточного вала выведен из картера и служит для установки на нем приводного шкива.

Механизм реверса расположен в средней части промежуточного вала и состоит из зубчатой втулки 51, двух конических шестерен 50 и зубчатой муфты 59. Зацепление конических шестерен 50 и шестерни первичного вала регулируется осевым перемещением первичного и промежуточного валов — прокладками, помещенными под фланцами стаканов 53 и 3.

Справа и слева от механизма реверса на валу 47 помещены две скользкие шестерни (каретки): одинарная 1 второй и четвертой передач и двойная 48 первой, третьей, пятой и шестой передач. На шлицах вторичного вала 38 помещены три ведомые шестерни 42, 40 и 12 и скользкая шестерня 39 редуктора. С правой стороны от шестерни редуктора расположена шестерня 15 с наружными и внутренними зубцами, сидящая на шлицевой втулке 13, закрепленной на валу шариком и обоймой 14. Наружные зубцы шестерни 15 находятся в постоянном зацеплении с зубьями шестерни 18 дифференциала.

Сцепление шестерни 39 редуктора с шестерней 35 дифференциала позволяет получить первую, вторую и пятую передачи основного ряда. Для третьей, четвертой и шестой передач шестерня 39 редуктора своим зубчатым венцом вводится в зацепление с внутренними зубцами шестерни 15, блокируя ее тем самым на валу 38.

Приводной вал 22 замедленных передач расположен вдоль оси трактора в нижней части корпуса заднего моста под промежуточным и вто-

ричным валами. На приводной вал, установленный в шарикоподшипниках 31 и 20, надета до упора в стопорное кольцо шестерня 19. Она находится в постоянном зацеплении с шестерней 57 первичного вала. На заднем шлицевом конце вала 22 стопорными кольцами закреплены шарикоподшипник 20 и коническая шестерня 21.

Для регулировки зацепления шестерни 21 с шестерней вала 23 под фланец стакана 33 подшипника помещены регулировочные прокладки 32. Вал 23 замедленной передачи изготовлен как одно целое с шестерней, находящейся в постоянном зацеплении с конической шестерней 21 приводного вала, и на его средней шлицевой части установлена скользящая шестерня 25. При включении замедленной передачи шестерня 25 вводится в зацепление с ведомой шестерней 42 вторичного вала.

Для переключения передач служат рычаги: переключения передач (основных и дополнительных), редуктора и реверса. Механизм переключения передач состоит из вилок, закрепленных на валиках переключения, помещенных в отверстия боковых стенок корпуса. На валики надеты вилки переключения и поводки, в прорези которых входит шаровая поверхность пальца переключения передач. Вилки и поводки закреплены на валиках стяжными болтами.

Для удержания шестерен во включенном или выключенном положении на валиках имеются углубления, в которые входят конические стопоры. Механизм переключения передач снабжен механизмом блокировки.

При включении передач в зацеплении находятся следующие шестерни (рис. 243, б): на первой—58—50, 48,а—42, 39—35; на второй—58—50, 1—12, 39—35; на третьей—58—50, 48,а—42, 15—18; на четвертой—58—50, 1—12, 15—18; на пятой—58—50, 48,б—40, 39—35; на шестой—58—50, 48,б—40, 15—18, на первой замедленной—57—19, 21—23, 25—42, 39—35; на второй замедленной—57—19, 21—23, 25—42, 15—18.

#### § 8. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРА Т-130

Коробка передач имеет восемь передач вперед и четыре назад. В отличие от описанных выше коробок передач в ней применены шестерни постоянного зацепления, переключаемые зубчатыми муфтами. Каждый из четырех валов коробки передач установлен на двух опорах, из которых передняя опора имеет два подшипника — шариковый и цилиндрический роликовый (рис. 244). На первичном А и вторичном Г валах шестерни свободно вращаются на втулках, а ступицы зубчатых муфт а, б, в, г соединены с ними неподвижно. На промежуточных валах Б и В шестерни укреплены жестко.

Управление коробкой передач производится двумя рычагами: переключения диапазонов и переключения передач. Коробка передач имеет три диапазона: «нормальный» (передачи I—IV), «ускоренный» (передачи V—VIII) и «задний ход» (передачи I—IV). Включение диапазонов «нормальный» и «задний ход» осуществляется зубчатой муфтой а, диапазона «ускоренный» — зубчатой муфтой б. Рычаг переключения передач служит для переключения передач внутри каждого из трех диапазонов зубчатыми муфтами г и в. При этом в зацеплении находятся следующие шестерни. Диапазон «нормальный»: передача I—2—5, 5—10, 12—16, передача II—2—5, 5—10, 13—17, передача III—2—5, 5—10, 11—15; передача IV—2—5, 5—10, 9—14. Диапазон «ускоренный»: передача V—3—6, 5—10, 12—16; передача VI—3—6, 5—10, 13—17; передача VII—3—6, 5—10, 11—15; передача VIII—3—6, 5—10, 9—14. Диапазон «задний ход»: передача I—1—8, 12—16; передача II—1—8, 13—17; передача III—1—8, 11—15; передача IV—1—8, 9—14.

Другой конструктивной особенностью коробки передач является смазка всех деталей верхнего и промежуточного валов под давлением.

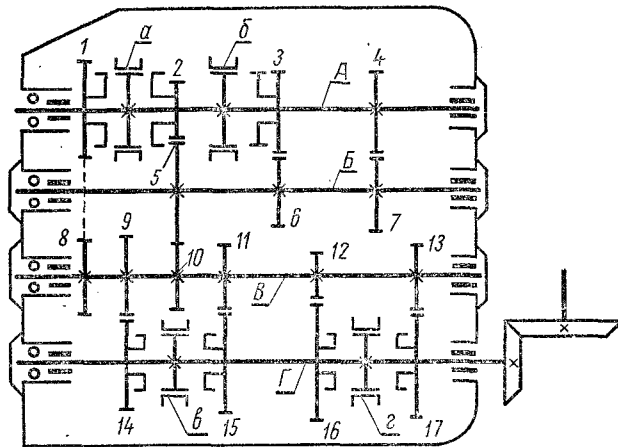


Рис. 244. Схема коробки передач трактора Т-130:  
 1 — 17 — шестерни; А — первичный вал; Б — первый промежуточный вал; Б' — второй промежуточный вал; Г — вторичный вал; а, б, в, г, д, е, з — зубчатые муфты.

Масляный шестеренчатый насос откачивает масло из картера коробки передач и подает его под давлением к деталям верхнего и нижнего валов коробки передач, предварительно очищая его в фильтре и охлаждая в радиаторе. Охлаждение масла регулируется — для этого предусмотрен кран, устанавливаемый в две позиции: «лето» (масло поступает в радиатор) и «зима» (масло идет к первичному и вторичному валу, минуя радиатор). Описанная система обеспечивает смазку под давлением правого конического роликоподшипника вала главной передачи трактора.

### § 9. РАЗДАТОЧНЫЕ КОРОБКИ

Раздаточная коробка служит для распределения крутящего момента, получаемого от вторичного вала коробки передач, между ведущими осями трактора (автомобиля). В то же время она может выполнять функции дополнительной коробки передач, увеличивающей крутящий момент.

Раздаточные коробки применяются на автомобилях повышенной проходимости (например, ГАЗ-66, ЗИЛ-131, ГАЗ-69), тракторах-тягачах К-700, универсальных тракторах повышенной проходимости МТЗ-52, Т-40А.

Раздаточная коробка автомобиля ГАЗ-66, соединенная промежуточным карданным валом с коробкой передач, осуществляет передачу крутящего момента к переднему и заднему мостам автомобиля. Она одновременно является дополнительной коробкой передач, имеющей, кроме прямой передачи, понижающую с передаточным числом 1,963.

Раздаточная коробка трактора «Беларусь» МТЗ-52 служит для автоматического и

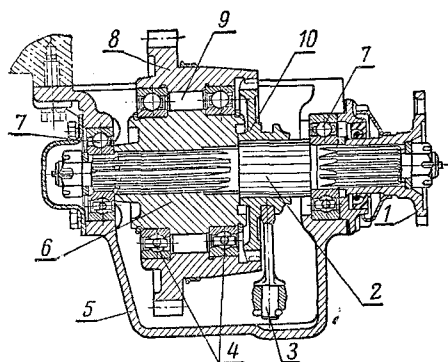


Рис. 245. Раздаточная коробка трактора МТЗ-52:

1 — фланец; 2 — шлицевой вал; 3 — вилка; 4, 7 — шарикоподшипники; 5 — корпус; 6 — внутренняя обойма муфты свободного хода; 8 — шестерня с наружными и внутренними зубьями (она же наружная обойма муфты свободного хода); 9 — ролик муфты свободного хода; 10 — шестерня блокировки.

принудительного включения переднего ведущего моста и представляет собой одноступенчатый редуктор с муфтой свободного хода.

В корпусе 5 (рис. 245) редуктора на шарикоподшипниках 7 расположен шлицевой вал 2. На шлицах вала 2 установлены внутренняя обойма 6 муфты свободного хода, передвижная шестерня блокировки 10 и фланец 1 карданного шарнира. Шестерня 8 изготовлена как одно целое с наружной обоймой муфты свободного хода и имеет внутренний зубчатый венец.

Наружными зубцами шестерня 8 сцеплена с промежуточной шестерней коробки передач (на рисунке не показана), приводимой во вращение от шестерни 2 (см. рис. 239,б) второй ступени редуктора вторичного вала коробки передач. Наружная обойма муфты свободного хода может вращаться относительно внутренней обоймы на шариковых подшипниках (рис. 245). В профилированных пазах наружной обоймы расположены заклинивающие ролики 9.

Выше уже была рассмотрена работа муфты свободного хода на примере механизма привода стартера и увеличителя крутящего момента трактора ДТ-75. Напомним, что обе части муфты вращаются независимо при условии, что та обойма, в пазах которой размещены заклинивающие ролики, вращается с большей угловой скоростью, чем другая. Однако, как только угловая скорость первой обоймы начинает уменьшаться, ролики выходят из своих пазов, заклинивают обе обоймы и они начинают вращаться как одно целое.

Теперь рассмотрим, как происходит автоматическое включение переднего моста. Передаточные числа привода к переднему и заднему мостам рассчитаны так, что окружные скорости задних колес несколько выше, чем передних. Поэтому при движении трактора без буксования (или с незначительным буксованием) передние колеса под действием толкающего усилия, передаваемого остову трактора, будут вращаться быстрее, чем в том случае, если бы они приводились во вращение от силовой передачи. Следовательно, шестерня 8, соединенная приводом с передней осью, будет обгонять втулку муфты свободного хода, соединенную с силовой передачей, и ролики не будут препятствовать их независимому вращению. Передний мост будет отключен.

Как только буксование задних ведущих колес достигнет 6%, угловые скорости ведущей части муфты — втулки и ее ведомой части — шестерни уравниваются, находящиеся между ними ролики заклиниваются и привод к ведущему переднему мосту автоматически включается.

Для принудительного включения переднего моста служит шестерня 10, которая посредством вилки 3, связанной с педалью, вводится своими зубцами в зацепление с внутренними зубцами шестерни 8; таким образом шестерня жестко соединяется с валом 2, блокируя муфту свободного хода. Принудительное включение переднего моста необходимо для движения трактора задним ходом, при трогании трактора с места и работе в тяжелых условиях.

## § 10. УХОД ЗА КОРОБКАМИ ПЕРЕДАЧ

Основные детали коробки передач — шестерни, подшипники и валы — рассчитаны на длительную работу без ремонта. Для их смазки применяют летние и зимние трансмиссионные масла. При смене масла корпус коробки тщательно промывают топливом.

Уровень масла проверяют через контрольные отверстия, закрытые пробками. Утечки масла через сальниковые уплотнения и прокладки должны быть своевременно обнаружены и устранены. При замене сальника надо обеспечить нормальную его посадку и расположение относительно корпуса.



Признаками ненормальной работы коробки передач служат шумы, стуки и повышенный нагрев ее деталей: корпусов подшипников, крышек, стенок корпуса силовой передачи. Шумы и стуки могут быть следствием повреждения и износа подшипников и шестерен, скола зубьев, низкой вязкости применяемого масла или недостатка масла.

В тракторных коробках регулируют механизм блокировки переключения передач. Регулировку проводят в случае, если во время работы наблюдается самовключение или самовыключение передач. Самовыключение передачи может произойти из-за износа фиксаторов и поломки их пружин, повреждения вилок и валиков переключения и износа зубьев шестерен.

Для сохранения коробки передач в исправности важно правильно переключать передачи. Если конструкцией коробки передач не предусмотрено переключение передач на ходу, то переключать передачи нужно только после остановки трактора, при полностью выключенной муфте сцепления, предварительно снизив обороты двигателя. Резкое включение муфты сцепления или переключение передач при не полностью выключенной муфте ведет к преждевременным износам.

## Глава 34

### КАРДАНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### § 1. НАЗНАЧЕНИЕ И ТИПЫ КАРДАНЫХ ПЕРЕДАЧ

Карданная передача трактора или автомобиля служит для передачи крутящего момента от одного вала к другому, относительное расположение которых может изменяться.

Коробка передач 1 (рис. 246) установлена на раме 6 автомобиля, а задний мост 4 подвешен к раме на упругих рессорах 5. При изменении нагрузки на автомобиль во время его движения положение заднего моста относительно рамы и коробки передач постоянно изменяется. Следовательно, для того чтобы передать крутящий момент от коробки передач к заднему мосту, необходим вал, меняющий свою длину и угол наклона относительно продольной оси автомобиля.

Карданная передача (в наиболее простом виде) состоит из карданных шарниров 2 и карданного вала 3. Карданные шарниры обеспечивают угловое перемещение карданного вала, а свободные шлицевые соединения вилок карданного шарнира с карданным валом — изменение расстояния между шарнирами.

Угол между валом коробки передач и валом главной передачи, когда автомобиль неподвижен, не превышает 2—3° и зависит только от точности изготовления, качества сборки и деформации несущих частей и подвески автомобиля. Однако, когда автомобиль находится в движении, угол между валами увеличивается до 20°, а у автомобилей высокой проходимости до 30°. В том случае, когда карданная передача применяется для привода ведущего управляемого колеса (автомобили и тракторы-тягачи с приводом на переднюю ведущую ось), этот угол может стать равным 30—40°.

По устройству карданные шарниры делятся на жесткие и мягкие (упругие). В жестких шарнирах угловое смещение валов достигается благодаря шарнирным соеди-

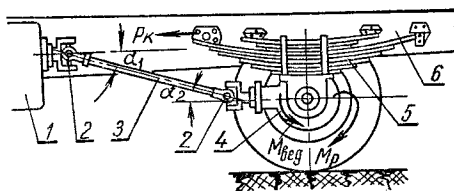


Рис. 246. Схема карданной передачи:  
1 — коробка передач; 2 — карданный шарнир;  
3 — карданный вал; 4 — ведущий мост; 5 — рессора; 6 — рама автомобиля.

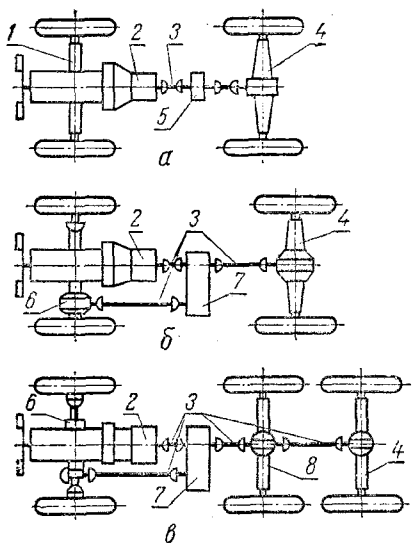


Рис. 247. Схемы карданных передач автомобилей и колесных тракторов: *а* — автомобиля с одним ведущим мостом; *б* — автомобиля и трактора с двумя ведущими мостами; *в* — автомобиля с тремя ведущими мостами: 1 — передний мост (колеса управляемые); 2 — коробка передач; 3 — карданные передачи; 4 — задний ведущий мост; 5 — промежуточная опора; 6 — передний ведущий мост; 7 — раздаточная коробка; 8 — средний ведущий мост.

Нескомпенсированные инерционные нагрузки возникают, если карданный вал имеет неуравновешенные массы, поэтому при сборке карданные валы подвергаются динамической балансировке. Для того чтобы после ремонта карданный вал можно было также сбалансировать, предусматриваются специальные балансировочные пластины.

В зависимости от принятой на автомобиле схемы привода ведущих осей карданные передачи используются для соединения коробки передач с главной передачей заднего моста (рис. 247, *а*), коробки передач с раздаточной коробкой и раздаточной коробки с ведущими мостами (рис. 247, *б, в*), главной передачи переднего ведущего моста с колесами.

У грузовых автомобилей (например, ЗИЛ-130, ГАЗ-53А), имеющих один задний ведущий мост, передача крутящего момента от первичного вала коробки передач к главной передаче заднего моста осуществлена двумя карданными валами — промежуточным (размещен впереди) и основным (задним), — соединенными промежуточной опорой 5 (рис. 247, *а*) и карданными шарнирами. Промежуточная опора уменьшает длину карданного вала, повышает жесткость конструкции и ее надежность.

## § 2. КАРДАНЫЕ ПЕРЕДАЧИ АВТОМОБИЛЕЙ ЗИЛ-130 и ГАЗ-66

Эта карданная передача (рис. 248) двойная с промежуточной опорой и жесткими карданными шарнирами. Карданные валы — промежуточный 3 и основной 16 — представляют собой тонкостенные сбалансированные трубы; к концам основного 16 и переднему концу промежуточного 3 валов приварены вилки карданных шарниров.

Чтобы сделать возможным изменение расстояния между промежуточной опорой и задним карданным шарниром основного вала,

нениям металлических деталей, а в мягких — деформации упругих (резиновых) элементов.

По кинематике различают карданные шарниры *равной* и *неравной* угловой скорости. Карданные шарниры *неравной* угловой скорости используются везде, кроме привода к ведущим управляемым колесам. Они отличаются от карданных передач *равной* угловой скорости тем, что при неравенстве углов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  угловые скорости ведущего и ведомого валов периодически имеют неодинаковые значения.

При неравномерном вращении одного из валов карданной передачи на вал приводимого им механизма действует динамическая инерционная нагрузка, вызывающая большие износы. В нашем примере (рис. 246) карданная передача должна обеспечить равномерное вращение ведущего вала главной передачи заднего моста, если вращение первичного вала коробки передач будет равномерным. Это основное требование к карданной передаче выполняется, когда углы, образованные ведущим и ведомым валами с карданным валом, равны ( $\alpha_1 = \alpha_2$ ), а вилки карданного вала расположены в одной плоскости.

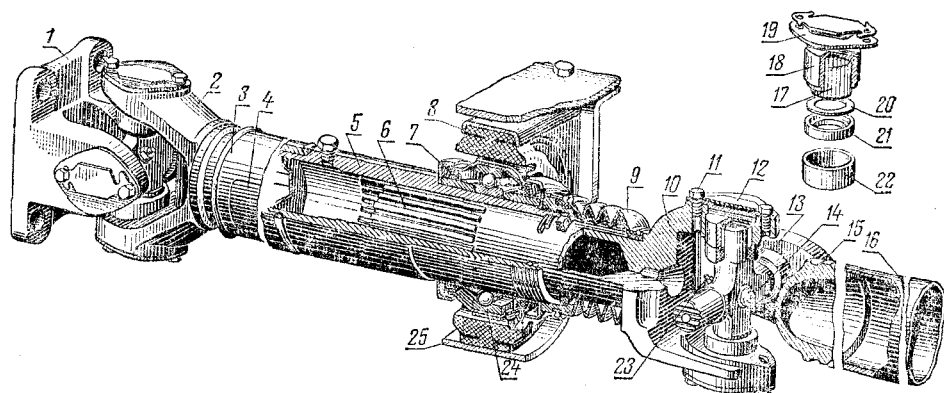


Рис. 248. Карданная передача автомобиля ЗИЛ-130:

1, 2, 10, 15 — вилки карданных шарниров; 3 — промежуточный карданный вал; 4 — балансировочная пластина; 5 — шлицевая втулка; 6 — полый шлицевой вал; 7, 21 — уплотнения; 8 — резиновая подушка; 9 — защитный чехол; 11 — болт; 12 — пластина; 13 — крестовина; 14 — предохранительный клапан; 16 — основной карданный вал; 17 — ролики (иглы); 18 — стакан подшипника; 19 — крышка; 20 — опорная шайба; 22 — корпус уплотнения; 23 — масленка; 24 — шарикоподшипник; 25 — промежуточная опора.

задний конец промежуточного вала снабжен шлицевой втулкой 5, а ведущая вилка 10 среднего карданного шарнира — полым шлицевым валом 6. Скользящее соединение 6 и втулки 5 защищено резиновым чехлом 9.

Средний карданный шарнир, допускающий угловое и осевое смещение валов, является универсальным. Каждый карданный шарнир состоит из двух вилок и крестовины, установленной в ушках вилок и игольчатых подшипниках. Например, средний карданный шарнир включает в себя вилки 10 и 15 и крестовину 13. Подшипник представляет собой стакан 18 с набором роликов (игл) 17, зафиксированный в вилок крышками 19, прикрепленными к вилок болтами 11 и застопоренными пластинами 12. Иголки удерживаются в стакане 18 шайбой 20, утечка смазки и попадание грязи к подшипнику предупреждаются уплотнением 21. Смазка подшипника подается через масленку, а ее избыток (если давление будет более  $3,5 \text{ кг/см}^2$ ) удаляется через предохранительный клапан 14.

Промежуточная опора с шарикоподшипником, находящимся в резиновой подушке 8, прикреплена к поперечине рамы автомобиля через кронштейн.

Шарикоподшипник 24 смазывается через масленку и защищен сальниковыми уплотнениями 7.

Карданная передача автомобиля ГАЗ-53А аналогична по устройству описанной выше.

Карданный шарнир равных угловых скоростей автомобиля ГАЗ-66 имеет две вилки: ведущую 2 и ведомую 1 (рис. 249), четыре шарика 3, центральный шарик 5 и палец 4. При сборке шарнира шарики 3 устанавливаются в углубления вилок 1 и 2, а центральный шарик 5 помещают в сферические углубления средней части вилок и центрируют их, удерживая в углублениях пальцем 4.

Крутящий момент от ведущей вилки к ведомой, на которой установлена ступица переднего ведущего колеса,

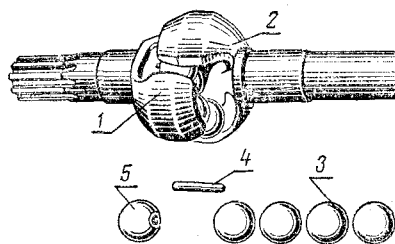


Рис. 249. Карданный шарнир равной угловой скорости:

1, 2 — ведомая и ведущая вилки; 3 — ведущие шарики; 4 — палец-ось центрального шарика; 5 — центральный шарик.

передается через шарики, имеющие возможность катиться по круговым желобам вилок.

Сохранение равномерного вращения передних ведущих колес, получающих привод от карданного шарнира равных угловых скоростей, основано на принципе деления угла между геометрическими осями вилок 1 и 2 бессектрисной плоскостью, в которой расположены точки соприкосновения шаров, передающих усилия от одной вилки к другой.

Уход за карданной передачей заключается в периодической смазке ее деталей через пресс-масленки, проверке состояния подшипников и уплотнений карданных шарниров.

## Глава 35

### ЗАДНИЙ МОСТ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

#### § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Задний мост автомобилей состоит из главной передачи и дифференциала и располагается за карданной передачей в общем или составном картере.

Задние мосты гусеничных тракторов обычно выполняются по однотипной схеме; в их корпусах размещаются главная передача и механизм поворота. Конечные передачи и коробка передач устанавливаются в съемных корпусах, прикрепляемых к корпусу заднего моста.

Исключение составляют тракторы ДТ-75, ДТ-75М, у которых в корпусе заднего моста размещена и коробка передач.

Компоновка задних мостов колесных тракторов различна. Задний мост тракторов Т-128Х4, Т-25, Т-40 и самоходного шасси Т-16М объединяет коробку передач, главную передачу и дифференциал. Тормоза размещаются в специальных рукавах 10, а конечные передачи в картерах 10 (рис. 250, а).

У тракторов МТЗ-50, МТЗ-52 задний мост состоит из главной передачи, дифференциала, конечных передач, механизма блокировки (рис. 250, б). В отличие от других моделей тракторов «Беларусь» на этом тракторе коробка передач размещена в съемном корпусе. Тормоза вынесены за пределы заднего моста и помещены в отдельных корпусах, что облегчает доступ к ним при регулировках. Корпуса задних мостов отливается из серых чугунов и стали (Т-40, К-700).

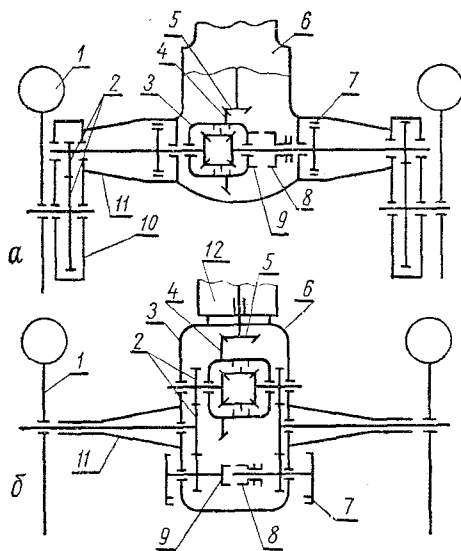


Рис. 250. Схемы силовой передачи колесных универсально-пропашных тракторов: 1 — ведущее колесо; 2 — шестерни конечной передачи; 3 — дифференциал; 4 — ведомая шестерня главной передачи; 5 — ведущая шестерня главной передачи; 6 — корпус заднего моста; 7 — тормоз; 8 — подвижная полумуфта механизма блокировки; 9 — неподвижная полумуфта механизма блокировки; 10 — картер конечных передач; 11 — рукав полуоси; 12 — коробка передач.

#### § 2. ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА

Главная передача служит для передачи крутящего момента раздаточному механизму — дифференциалу (колесный трактор, автомобиль) или механизму поворота (гусеничный трактор) и увеличения общего передаточного числа силовой передачи. Главные передачи выполняются с коническими спиральными или

цилиндрическими прямозубыми шестернями. Передатки с цилиндрическими шестернями устанавливаются на тракторах с коробками передач, имеющими поперечные валы (Т-25, Т-40, Т-40А, Т-16М). В таких конструкциях изменение направления вращения от продольного вала на поперечные осуществляется двумя коническими шестернями первичного и вторичного валов (см. рис. 243).

Ведущие шестерни главной передачи изготовляются как одно целое со вторичным валом коробки передач или съемными (МТЗ-50, МТЗ-52). Ведомые шестерни чаще всего выполняются в виде съемных венцов, прикрепляемых болтами или заклепками к фланцу вала заднего моста (гусеничные тракторы, за исключением трактора Т-38М, у которого шестерня имеет шпоночное соединение с валом) или к корпусу дифференциала (колесные тракторы).

У трактора ДТ-75 ведомая шестерня прикреплена болтами к фланцу коронной шестерни планетарного механизма поворота.

Конические шестерни главной передачи воспринимают и передают валам не только радиальные, но и большие осевые нагрузки. Поэтому валы, несущие эти шестерни, устанавливаются на конических роликоподшипниках или на шарикоподшипниках. Последние менее приспособлены к восприятию осевых нагрузок, но не требуют регулировок.

Главная передача гусеничных тракторов размещается в специальном отсеке корпуса заднего моста, масляная ванна которого обычно сообщается с полостью коробки передач. Отсек главной передачи имеет прокладки и сальниковые уплотнения, предупреждающие перетекание масла в отсеки управления (Т-74, Т-130) или тормозов управления (Т-4А, ДТ-75, ДТ-75М).

У колесных тракторов детали главной передачи смазываются из общей масляной ванны корпуса силовой передачи.

Главные передачи автомобилей подразделяются на *одинарные* и *двойные*. Одинарные передачи используются в легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности и состоят из одной пары конических (рис. 251, а) или гипоидных (рис. 251, б) шестерен.

В гипоидной передаче вследствие смещения осей шестерен на величину  $C$  угол спирали ведущей шестерни больше, чем ведомой (у спиральных шестерен он одинаков). При одних и тех же размерах ведомой шестерни ведущая шестерня гипоидной передачи имеет большую длину и толщину зуба, чем спиральная, а среднее число одновременно участвующих в зацеплении зубьев выше. Поэтому гипоидные передачи бесшумны в работе и более долговечны. Смещение осей гипоидных шестерен позволяет уменьшить дорожный просвет легкового автомобиля и тем самым повысить его устойчивость. Для этого ось ведущей шестерни перемещают вниз относительно оси ведомой шестерни. Противоположное расположение шестерен дает возможность увеличить дорожный просвет грузового автомобиля.

Смещение осей шестерен гипоидной передачи вызывает значительное скольжение зубьев, поэтому для смазки применяют специальное масло (см. § 2 главы 15).

Двойные главные передачи образуются двумя парами шестерен, из которых первая (со стороны карданного вала) — коническая спиральная, а вторая — цилиндрическая. Цилиндрические шестерни имеют ко-

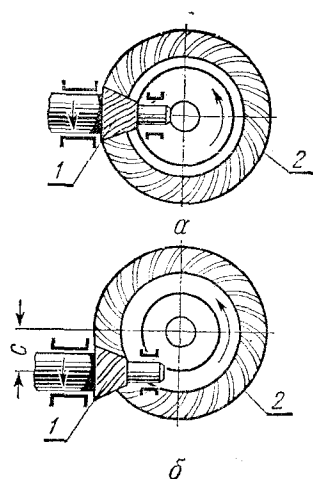


Рис. 251. Схемы одинарных главных передач:

а — простой; б — гипоидной; 1 — ведущая шестерня; 2 — ведомая шестерня;  $C$  — смещение центров шестерен.

сой или шевронный зуб. Двойные главные передачи устанавливаются на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности (например, ЗИЛ-130).

Ведущие и ведомые шестерни главной передачи изготавливаются из легированных малоуглеродистых сталей различных марок, подвергаются цементации, закалке и отпуску.

### § 3. ДИФФЕРЕНЦИАЛ

Во время поворота колесного трактора или автомобиля их ведущие колеса проходят разные пути. Если бы оба колеса находились на одном общем валу, то их движение сопровождалось бы проскальзыванием колес, износами шин и поломками, особенно на крутых поворотах. Такое же явление наблюдалось бы и в случае прямолинейного движения по неровной поверхности. Поэтому ведущие колеса соединяют не общим валом, а полуосями, связанными между собой планетарным механизмом — дифференциалом. При неравных сопротивлениях вращению колес дифференциал обеспечивает их вращение с различными угловыми скоростями. Если же сопротивления одинаковы, то колеса вращаются с равными угловыми скоростями.

Дифференциал (рис. 252, а) состоит из корпуса 1, в приливе которого укреплена неподвижная ось 2. На ось 2 свободно насажена шестерня 3, называемая сателлитом. Сателлит 3 находится в постоянном зацеплении с коническими шестернями 4 и 6, которые жестко укреплены на полуосях 5 и 7, передающих крутящий момент ведущим колесам автомобиля или конечным передачам трактора. Число зубьев шестерен 4 и 6 одинаково. Для равномерного распределения нагрузок на шестерни 4 и 6 число сателлитов дифференциала бывает равно двум или четырем.

Корпуса дифференциалов отливаются из серого или ковкого чугуна (МТЗ-50) и стали (К-700). Сателлиты, их оси и полуосевые шестерни изготавливаются из легированных цементируемых сталей.

На схеме рисунка 252, б для большей ясности изложения сцепляющиеся с сателлитом 3 дифференциала полуосевые шестерни 4 и 6 заменены зубчатыми рейками. При одинаковом сопротивлении на ведущих полуосях трактора дифференциал можно представить как систему, в которой равноплечий рычаг — сателлит находится в равновесном состоянии. Число оборотов корпуса 1 (рис. 252, а) дифференциала, правой и левой полуосях трактора будет одним и тем же ( $n_k = n_{пр} = n_{л}$ ).

Если сопротивления на ведущих полуосях трактора не одинаковы, то равновесие в системе сателлит — рейка (рис. 252, б) нарушается: сателлит начинает вращаться на оси 2 и перемещать рейки с различной скоростью. Если сопротивление на одной из полуосях увеличится настолько, что она станет неподвижной, то в нашем примере скорость перемещения одной из реек будет равна нулю, а вторая будет двигаться со скоростью, в два раза большей скорости вращения оси 2.

Следовательно, зависимость между числом оборотов корпуса 1 (рис. 252, а) дифференциала и ведущих полуосях 5 и 7 следующая:

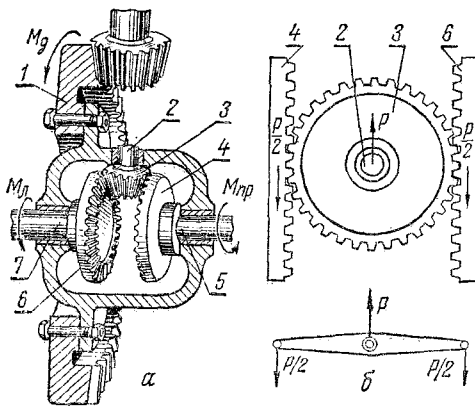


Рис. 252. Схемы устройства (а) и работы (б) дифференциала:

1 — корпус; 2 — ось; 3 — сателлит; 4, 6 — конические полуосевые шестерни (или зубчатые рейки); 5, 7 — полуоси.

$$n_{л} + n_{пр} = 2n_{к},$$

где  $n_{л}$ ,  $n_{пр}$ ,  $n_{к}$  — соответственно скорость вращения левой, правой полуосей и корпуса дифференциала, об/мин.

Таким образом, при полном торможении одной из полуосей вторая делает удвоенное число оборотов, то есть если  $n_{пр} = 0$  или  $n_{л} = 0$ , то соответственно  $n_{л} = 2n_{к}$  или  $n_{пр} = 2n_{к}$ .

Равновесие внешних сил, приложенных к дифференциалу, выражается уравнением:

$$M_{д} = M_{пр} + M_{л}, \quad (87)$$

где  $M_{д}$  — крутящий момент, действующий на корпус дифференциала;

$M_{пр}, M_{л}$  — крутящие моменты соответственно на правой и левой полуосях.

Пренебрегая трением в дифференциале, которое мало в сравнении с крутящим моментом  $M_{д}$ , получим:

$$M_{пр} = M_{л} = \frac{M_{д}}{2}. \quad (88)$$

Крутящий момент, действующий на корпус дифференциала, передается через сателлиты и распределяется поровну между полуосями. При этом суммарная сила тяги  $P$ , приложенная к колесам, будет удовлетворять условию:

$$P = P_{пр} + P_{л} = 2P_{пр} = 2P_{л}, \quad (89)$$

где  $P_{пр}$ ,  $P_{л}$  — соответственно сила тяги на правом и левом колесе.

Пусть силы  $P$ ,  $P_{пр}$ ,  $P_{л}$  соответствуют хорошему сцеплению колес с грунтом, что позволяет использовать мощность двигателя с полным эффектом. Предположим теперь, что одно из колес, например левое, проскальзывает, в результате чего сила тяги на нем уменьшилась до значения  $P_{л}' < P_{л}$ . Из условия (89) для рассматриваемого дифференциала сила тяги на обоих колесах должна быть одинакова, то есть  $P_{л}' = P_{пр}'$ . Тогда суммарная сила тяги  $P'$  на колесах:

$$P' = 2P_{пр}' = 2P_{л}' < P.$$

В результате приходим к выводу, что наибольшая сила тяги, которую можно реализовать при наличии дифференциала, равна удвоенной силе тяги, возникающей на колесе, находящемся в худших условиях сцепления с грунтом.

Такая особенность дифференциала — существенный его недостаток, снижающий проходимость и тяговые качества трактора (автомобиля). Для устранения этого недостатка в конструкцию дифференциала вводят специальное устройство, называемое механизмом блокировки, которое позволяет в нужный момент выключить дифференциал.

По принципу действия механизмы блокировки делятся на неавтоматические (принудительные) и автоматические (самоблокирующиеся).

Неавтоматические механизмы, включаемые водителем, представляют собой устройства для блокировки обычных шестеренчатых дифференциалов. Такой блокировки можно достигнуть, например, сцеплением подвижной полумуфты 8 (см. рис. 250, а) полуоси с неподвижной полумуфтой 9 на корпусе дифференциала 3. Можно также блокировать дифференциал, соединяя жесткой муфтой внутренние концы полуосей или тормозных валиков (см. рис. 250, б).

Несмотря на простое устройство, принудительная блокировка уступает автоматической, так как реализация преимуществ блокируемого дифференциала здесь полностью зависит от навыка водителя.

Конструкции автоматических (самоблокирующихся) дифференциалов разнообразны, однако все они по принципу действия

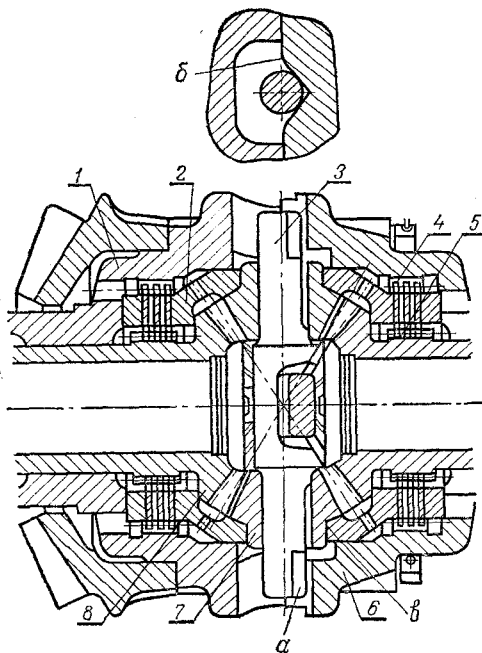


Рис. 253. Самоблокирующийся дифференциал повышенного трения с плавающей крестовиной:

1 — корпус дифференциала; 2 — чашка; 3 — ось сателлитов; 4 — ведущий фрикционный диск корпуса дифференциала; 5 — ведомый фрикционный диск полуосевой шестерни; б — крышка; 7 — сателлит; 8 — полуосевая шестерня; а — скос на оси; б — паз в корпусе; в — цилиндрические поверхности сателлитов, передающие давление на чашки.

Повышение сил трения в дифференциале при его блокировке достигается фрикционными дисками 4 и 5, собранными через один: первые внешними зубьями (ведущие) соединены с зубьями корпуса и крышки, а вторые с внутренними зубьями (ведомые) — с полуосевыми шестернями.

Блокировка дифференциала осуществляется при включении переднего моста в работу (процесс включения переднего моста происходит автоматически, как только буксование задних колес будет выше установленного). Когда передний мост включится, оси 3 сателлитов 7 под действием приложенного момента проворачиваются и перемещаются по пазам-скосам в корпусе и крышке дифференциала на величину зазоров между фрикционными дисками. От осей 3 усилие действует на сателлиты, которые своими цилиндрическими шейками передают его чашкам 2, а они сжимают фрикционные диски до упоров в стенки корпуса и крышки дифференциала. Сила трения сжатых дисков соединяет в одно целое полуосевые шестерни и корпус с крышкой, и дифференциал блокируется.

При повороте трактора, когда передний мост включен и внешние силы превышают силы трения фрикционных дисков, они будут пробуксовывать, произойдет перераспределение крутящих моментов на ведущих полуосях пропорционально их моментам сопротивления. Такой дифференциал называют *дифференциалом повышенного трения с плавающей крестовиной*.

Перераспределение моментов на полуосях, обусловленное трением в дифференциале, оценивается коэффициентом блокировки

$$k_6 = \frac{M_{отс}}{M_{обг}}, \quad (90)$$

могут быть разделены на механизмы повышенного трения и механизмы свободного хода.

Если блокировка осуществляется за счет увеличения внутреннего трения, то такой дифференциал называется дифференциалом с повышенным внутренним трением.

По конструктивному признаку дифференциалы с повышенным внутренним трением выполняются кулачковыми, червячными, шестеренчатыми со специальными устройствами для повышения трения.

Механизм самоблокирующегося шестеренчатого дифференциала повышенного трения трактора МТЗ-52 размещен в корпусе 1 (рис. 253), закрытом крышкой 6. На осях 3 свободно сидят сателлиты 7, находящиеся в зацеплении с полуосевыми шестернями 8. Оси, расположенные крестообразно, могут перемещаться одна относительно другой в осевом и угловом направлениях. Скосы а осей упираются в пазы б на корпусе и крышке дифференциала. В корпусе и крышке размещены чашки, установленные на цилиндрических шейках сателлитов.



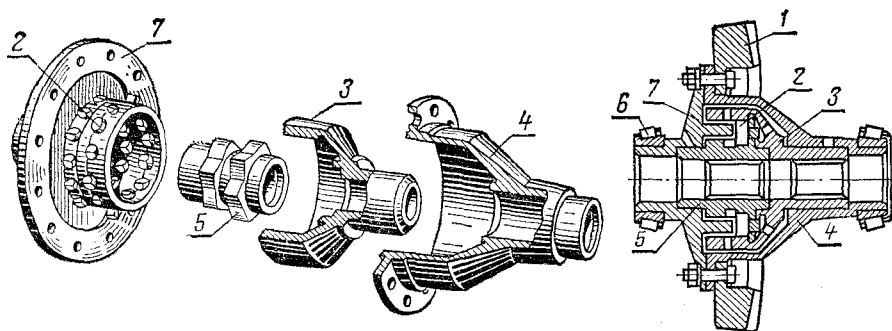


Рис. 254. Самоблокирующийся кулачковый дифференциал:

1 — ведомая коническая шестерня главной передачи; 2 — сухарь; 3 — внешняя обойма; 4 — чашка дифференциала; 5 — внутренняя обойма; 6 — конический роликоподшипник; 7 — ведущая обойма.

где  $M_{отс}$  и  $M_{обг}$  — соответственно крутящие моменты на отстающей и обгоняющей полуосях.

Коэффициент блокировки дифференциала рассмотренного типа равен 3,15, в то время как в обычных дифференциалах (в зависимости от особенностей устройства и качества обработки и смазки деталей) коэффициент блокировки составляет 1,05—1,2.

Кулачковый самоблокирующийся дифференциал автомобиля ГАЗ-66 (рис. 254) состоит из ведущей 7, внутренней 5 и внешней 3 обойм, сухарей 2 и чашки 4. Ведущая обойма 7 с прикрепленной к ней болтами чашкой 4 и ведомой шестерней 1 главной передачи установлены в картере заднего моста в конических роликоподшипниках 6. В радиальные отверстия ведущей обоймы 7, расположенные в два ряда в шахматном порядке, вставлены сухари 2. Внешняя 3 и внутренняя 5 обоймы свободно установлены — первая в расточке чашки 4, а вторая в расточке ведущей обоймы 7 — и соединены каждая со своей полуосью шлицами.

Внешняя обойма 3 имеет шесть равномерно рассредоточенных по окружности кулачков (выступов), охватывающих оба ряда сухарей 2, а внутренняя обойма 5 — два ряда кулачков (по шесть в ряду), расположенных в шахматном порядке. Каждый ряд кулачков внутренней обоймы сопряжен с соответствующим ему рядом сухарей 2, помещенных в ведущей обойме 7.

При движении автомобиля по прямой и при одинаковом сцеплении колес с дорогой вращение от ведущей обоймы 7 передается через сухари 2 и кулачки обойм 5 и 3 на их полуоси; сухари не перемещаются в радиальном направлении и заклинивают обоймы. Числа оборотов и крутящие моменты на полуосях одинаковы.

Если при повороте или при различном сцеплении колес с дорогой одна из обойм полуоси, например внешняя 3, будет испытывать большее сопротивление, то она начнет вращаться с меньшей угловой скоростью, чем ведущая обойма 7. Тогда внешняя обойма 3 будет толкать своими кулачками сухарь 2 в сторону внутренней обоймы 5 и ускорять ее вращение.

Между кулачками обоймы 3 и 5 сухарями 2 создается значительное трение, поэтому при недостаточном сцеплении одного из колес с грунтом его буксование снижается и одновременно возрастает крутящий момент на втором колесе, отчего проходимость автомобиля автомати-

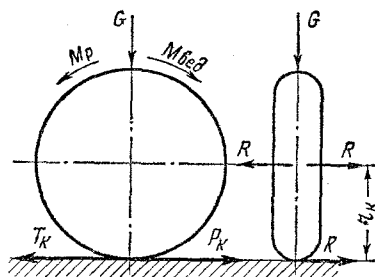


Рис. 255. Схема действия сил и моментов на ведущее колесо.

чески повышается. При движении автомобиля на повороте кулачковый дифференциал действует, как обычный.

#### § 4. ВЕДУЩИЕ ПОЛУОСИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

Ведущие полуоси предназначены для передачи крутящего момента от дифференциала к ведущим колесам.

На ведущие колеса и задний мост действуют следующие силы и моменты (рис. 255):

- $G$  — вес машины, приходящийся на задний мост и колеса;
- $P_k$  — касательная сила тяги;
- $M_{\text{вед}}$  — ведущий момент на колесах;
- $M_p$  — реактивный момент, равный, но противоположно направленный моменту  $M_{\text{вед}}$ ;
- $T_k$  — тормозная сила, возникающая между колесом и дорогой в момент торможения;
- $M_t$  — тормозной момент;
- $R$  — реакция бокового скольжения колеса, возникающая как составляющая центробежной силы и действующая перпендикулярно плоскости колеса на поворотах.

При прямолинейном движении без торможения  $T_k=0$ ;  $R=0$ , поэтому на задний мост действуют силы  $P_k$ ,  $G$  и ведущий момент  $M_{\text{вед}}$ . Во время торможения  $R=0$  и  $M_{\text{вед}}=0$ , поэтому на задний мост действуют силы  $T_k$  и  $G$ . При боковом скольжении на задний мост действуют силы  $R$  и  $G$ . Под действием приложенных сил и моментов в деталях заднего моста возникают напряжения изгиба и кручения, величина которых может быть достаточно большой. Рассмотрим конструкции полуосей тракторов и автомобилей и действие на них сил  $P_k$ ,  $G$ ,  $R$  и  $T_k$ . Полуось 3 (рис. 256, а) установлена в подшипнике 2 корпуса 1 дифференциала и в подшипнике 5 полуосевого рукава 4. На конце полуоси 3 закреплено ведущее колесо. В процессе работы полуось 3, кроме ведущего момента  $M_{\text{вед}}$ , воспринимает вес  $G$ , приходящийся на колесо, а также силу  $P_k$  или тормозное усилие  $T_k$  и силу  $R$  на повороте. Полуоси рассмотренного типа носят название *полуразгруженных*.

Возможна и другая конструкция полуосей. Полуось 1 (рис. 256, б) внутренним концом установлена так же, как предыдущая. На внешний конец полуосевого рукава 5 в подшипниках 2 установлена ступица 4 колеса, соединенная с полуосью 1 фланцем 3. В результате этого действие сил  $P_k$ ,  $G$ ,  $R$  и  $T_k$  на полуось полностью исключается и она нагружается только ведущим моментом  $M_{\text{вед}}$ . Силы  $P_k$ ,  $R$  и  $T_k$  воспринимаются подшипниками 2 полуосевого рукава 5. Такие полуоси носят название *разгруженных*.

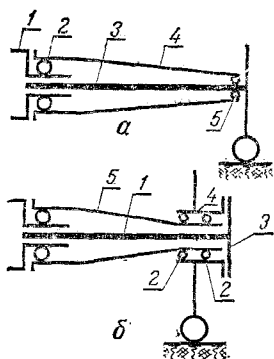


Рис. 256. Полуоси:

а — полуразгруженного типа: 1 — корпус дифференциала; 2, 5 — подшипники; 3 — полуось; 4 — полуосевой рукав; б — разгруженного типа: 1 — полуось; 2 — подшипники; 3 — фланец полуоси; 4 — ступица колеса; 5 — полуосевой рукав.

#### § 5. ПЕРЕДАЧА ТОЛКАЮЩЕГО УСИЛИЯ И ВОСПРИЯТИЕ РЕАКТИВНОГО МОМЕНТА

Задний мост воспринимает действие реактивного момента  $M_p$ , равного по величине ведущему моменту  $M_{\text{вед}}$ , подводимому к колесам, но имеющему противоположное направление. Реактивный

момент стремится повернуть весь задний мост против направления вращения колес. В результате реакции дороги на задний мост остов (рама) машины испытывает толкающее усилие, условно принимаемое равным  $P_k$ . При торможении ведущий момент на колеса не передается ( $M_{вед} = 0$ ), поэтому реактивный момент  $M_p$  также равен нулю.

Действие тормозной силы  $T_k$ , равной толкающему усилию, но противоположно ему направленной, создает тормозной момент

$$M_T = T_k r_k \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где  $r_k$  — теоретический радиус качения ведущего колеса, м.

У большинства автомобилей толкающее усилие  $P_k$  и реактивный момент  $M_p$  передаются от моста на раму через рессоры (см. рис. 246), составляющие подвеску заднего моста к раме. У тракторов толкающее усилие и реактивный момент действуют непосредственно на их остов, образующий с задним мостом общую жесткую систему.

## § 6. МЕХАНИЗМ ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ

Поворот гусеничного трактора происходит за счет разницы скоростей движения гусениц и выполняется механизмом поворота. Этот механизм используется также для остановки трактора на уклоне. В качестве механизма поворота гусеничного трактора используются фрикционные, шестеренчатые и электромагнитные устройства.

Фрикционный механизм поворота (муфты управления) представляет собой сухие, постоянно замкнутые многодисковые муфты сцепления.

Шестеренчатые механизмы поворота применяются в виде одноступенчатых планетарных механизмов (ДТ-75, ДТ-75М, Т-4, Т-4А).

Электромагнитные муфты применяются редко (ДТ-20В). Это объясняется основным их недостатком — зависимостью работы муфты от источников питания, а также значительным расходом меди.

Устройство муфты управления. На ведущем валу 6 (рис. 257) главной передачи установлен ведущий барабан 5 с продольными канавками, расположенными по образующим на его внешней поверхности. На канавки барабана 5 своими внутренними зубцами надеты стальные диски 4. Ведомый барабан 3 связан с ведущей полуосью 1 конечной передачи. Он имеет внутренние канавки. Наружными зубцами ведомые диски 2 с фрикционными накладками входят в зацепление с канавками барабана 3. Ведомые и ведущие диски собраны через один. На ведущем валу главной передачи расположен нажимной диск 7, который может перемещаться вдоль вала 6. В нажимной диск ввинчены тяги 9, проходящие через отверстия ведущего барабана. На тяги установлены пружины 8, которые одним концом упираются в ведущий барабан, а другими — в шайбы тяг 9. Усилие пружин создает необходимое давление на нажимной диск и сжимает диски 2 и 4 (положение I). Когда для поворота трактора гусеницу надо отключить от силовой передачи, нажимной диск отводят вправо, сжимая пружины 8, при этом диски 2 и 4 ос-

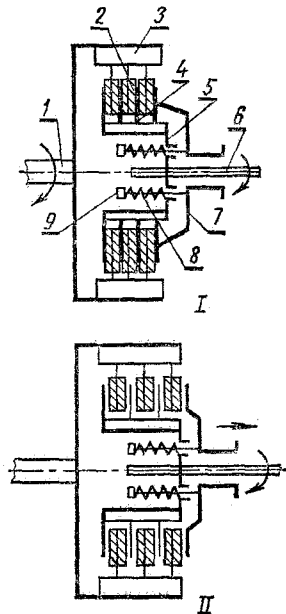


Рис. 257. Схема работы муфт управления:

I — муфта включена; II — муфта выключена; 1 — полуось конечной передачи; 2 — диск ведомого барабана с наружными зубцами; 3 — ведомый барабан; 4 — диск ведущего барабана с внутренними зубцами; 5 — ведущий барабан; 6 — ведущий вал; 7 — нажимной диск; 8 — пружина; 9 — тяга.

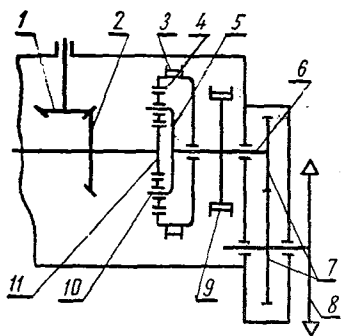


Рис. 258. Схема одноступенчатого планетарного механизма поворота:

1, 2 — ведущая и ведомая шестерни главной передачи; 3, 9 — тормоза коронной шестерни и водила; 4 — коронная шестерня внутреннего зацепления; 5 — водило; 6 — ведущая полуось конечной передачи; 7 — шестерня конечной передачи; 8 — ведущее колесо (звездочка) гусеницы; 10 — сателлит; 11 — солнечная шестерня.

предназначен для управления правой гусеницей, второй — левой (на рисунке показан один механизм).

Водило 5 связано с ведущей полуосью 6 конечной передачи, и на его осях свободно сидят шестерни-сателлиты 10, равномерно расположенные по окружности (их может быть два, как показано на рисунке, или больше). Сателлиты 10 находятся в постоянном зацеплении с солнечной шестерней 11 и коронной шестерней 4, имеющей зубья внутреннего зацепления и свободно расположенной на полуоси 6. Полуось 6, с которой связано водило 5, имеет тормоз 9, а коронная шестерня 4 — тормоз 3. Когда тормоза 3 коронных шестерен обоих механизмов затянуты, шестерни не вращаются и сателлиты 10 перекатываются по ним с одинаковой угловой скоростью, поэтому звездочки 8 также вращаются с одной и той же угловой скоростью — трактор движется прямолинейно.

Для поворота трактора отпускают тормоз 3 левого или правого механизма поворота, после чего водило останавливается и шестерня 4 начинает свободно вращаться — крутящий момент на звездочку не передается. Для осуществления более крутого поворота предназначен тормоз 9 на полуоси 6.

Планетарный механизм поворота, так же как муфты управления, при отключении одной гусеницы всю мощность передает на вторую. Когда трактор движется прямолинейно, планетарный механизм является понижающим редуктором.

Возможна другая схема планетарного механизма поворота, когда прямолинейное движение трактора происходит при остановленных солнечных шестернях (см. рис. 227). В этом случае ведущий момент главной передачи передается непосредственно коронной шестерне, а не солнечным, как на рассмотренной схеме.

Преимущества планетарного механизма перед муфтами управления заключаются в меньших габаритах, более высокой надежности и стабильности регулировок, меньших усилиях на рычагах управления. Компактность планетарного механизма поворота позволяет выполнить задний мост и весь трактор более узким. Это важно для сохранения устойчивости прямолинейного движения пахотного агрегата на тяжелых работах (глубокая вспашка под технические культуры, безотвальное рыхление, плантаж под сады и виноградники), когда для обеспечения

вобождаются и вращение ведомого барабана, а следовательно, и ведущего колеса прекращается (положение II).

Механизм управления поворотом состоит из тормозов и устройств для выключения муфт управления, то есть для отъединения гусениц от силовой передачи. Эти устройства представляют собой систему тяг и рычагов, воздействующих на муфту при выключении. Тормоза необходимы для торможения одной гусеницы при крутом повороте или двух гусениц при остановке трактора на уклоне. Механизм управления поворотом приводится в действие либо только мускульной силой водителя, либо специальными гидравлическими усилителями (тракторы Т-100М, Т-4А, Т-130).

Планетарный механизм поворота трактора (рис. 258) состоит из двух симметрично расположенных одинаковых планетарных механизмов с внутренним зацеплением шестерен, из которых один

движения правой гусеницы по невспаханному полю требуется значительно сместить прицеп плуга на прицепной серьге трактора от центрального положения вправо.

### § 7. КОНЕЧНАЯ ПЕРЕДАЧА

Конечная передача — последняя ступень силовой передачи. Она передает крутящий момент непосредственно на ведущие колеса.

Конечные передачи тракторов состоят из цилиндрических шестерен постоянного зацепления, реже конических (передний мост трактора МТЗ-52) и могут быть одинарными, как у тракторов ДТ-75М, ДТ-75, Т-4, Т-4А, или двойными, как у тракторов Т-100М, Т-130.

В качестве опор валов и ступиц шестерен конечных передач применяются цилиндрические роликовые и шариковые подшипники и реже конические роликоподшипники (Т-4А), которые в процессе эксплуатации требуют регулировок. Для того чтобы устранить этот недостаток и обеспечить высокую надежность узла, устанавливают сдвоенные подшипники: шариковые и цилиндрические роликовые (Т-130).

На тракторах Т-25 и Т-40 предусмотрена регулировка дорожного просвета за счет изменения положения конечных передач относительно остова. С целью получения особо большого дорожного просвета, необходимого для междурядной обработки высокостебельных пропашных культур, в конструкцию конечных передач тракторов вводят промежуточные шестерни, которые не меняют передаточного числа конечной передачи (тракторы Т-38М, Т-28Х4), однако позволяют поднять остов над почвой.

Конечные передачи тракторов Т-150, Т-150К и тракторов-тягачей К-700, а также некоторых автомобилей большой грузоподъемности выполняются в виде планетарных редукторов, что делает их компактными и прочными.

### § 8. ЗАДНИЙ МОСТ ТРАКТОРОВ ДТ-75, ДТ-75М

Особенность устройства заднего моста этих тракторов заключается в применении планетарного механизма поворота, который в то же время является понижающим редуктором (см. § 3 главы 31) и поэтому как бы выполняет функцию второй ступени главной передачи. Это позволяет уменьшить нагрузки на детали коробки передач, сделать силовую передачу в целом более компактной и объединить три механизма — коробку передач, главную передачу и планетарный механизм поворота — в общем корпусе заднего моста.

Корпус 7 (рис. 259) заднего моста имеет четыре отсека (один впереди и три сзади). В переднем отсеке помещается коробка передач. В среднем заднем отсеке размещены главная передача и планетарный механизм поворота, работающие в масле, а в крайних сухих отсеках соответственно тормоза 3 и 21. В гнездах 6, прикрепленных болтами к корпусу 7, на шарикоподшипниках 17 установлена коронная шестерня 12. Шестерня 12 представляет собой широкий барабан с двумя внутренними венцами (коронами) и наружным фланцем, к которому прикреплен конический зубчатый венец ведомой шестерни 11 главной передачи, находящейся в зацеплении с ведомой шестерней вторичного вала коробки передач (схема механизма приведена на рис. 227).

Планетарный механизм сдвоенный, состоит из двух самостоятельно действующих механизмов для управления каждой гусеницей в отдельности. Их общая деталь — шестерня 12 (рис. 259), венцы которой находятся в зацеплении с тремя сателлитами 14 каждого механизма. Сателлиты свободно расположены на осях 13 водил 15 и одновременно сцеплены с солнечными шестернями 9, к фланцам которых прикреплены шкивы тормозов 21. Водила 15 насажены своими ступицами на шлицы полуосей 18. Внешние концы полуосей соединены шлицами с ведущими шестернями 2

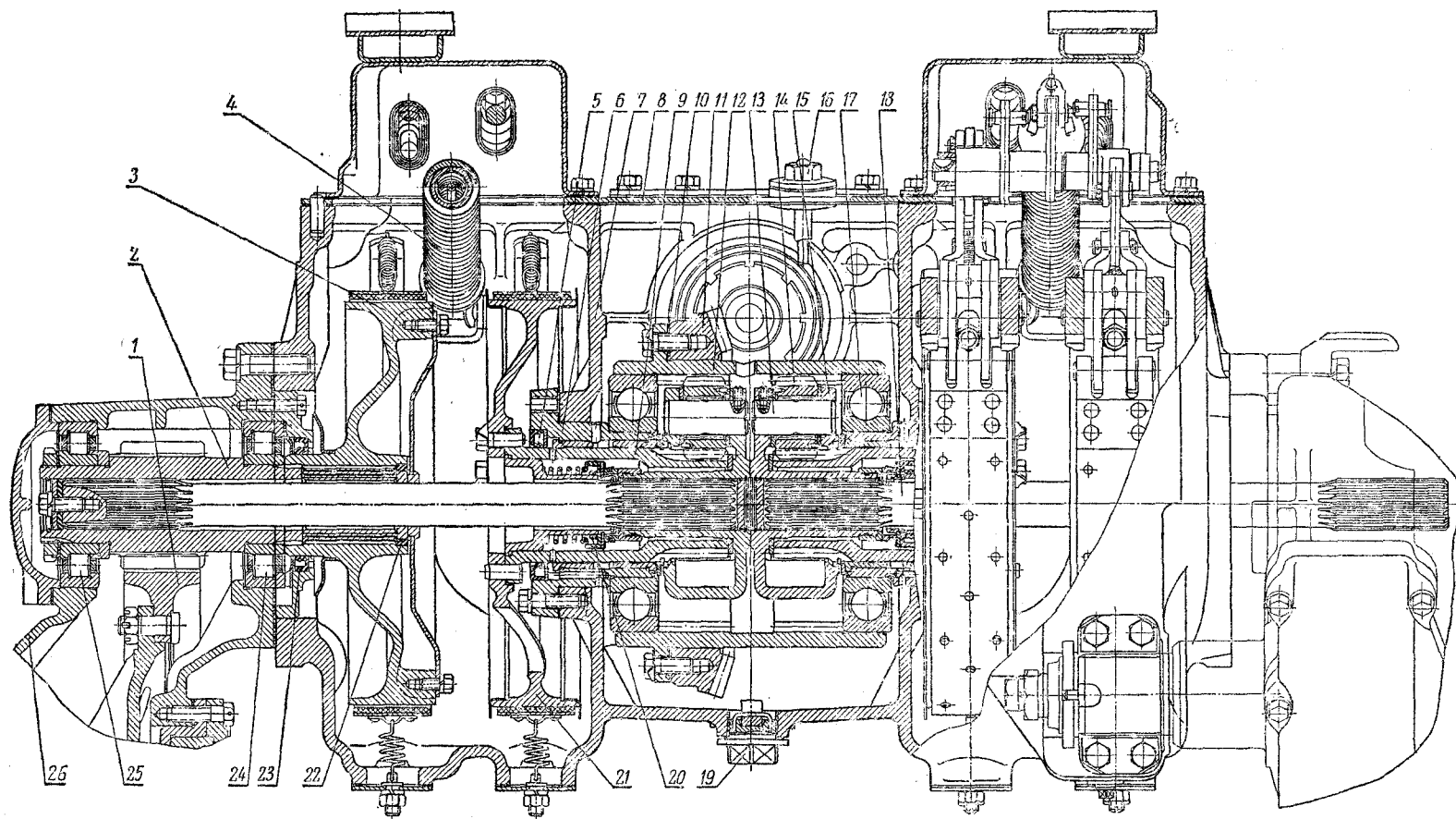


Рис. 259. Задний мост тракторов ДТ-75, ДТ-75М:

1 — ведомая шестерня конечной передачи; 2 — ведущая шестерня конечной передачи; 3 — тормоз ведущей шестерни конечной передачи; 4 — пружина; 5, 20, 23 — сальники; 6 — гнездо; 7 — корпус заднего моста; 8 — крышка корпуса; 9 — солнечная шестерня; 10 — регулировочные прокладки; 11 — ведомая шестерня главной передачи; 12 — коронная шестерня; 13 — ось сателлита; 14 — сателлит; 15 — водило; 16 — пробка маслозаливной горловины; 17 — шарикоподшипник; 18 — ведущая полуось; 19 — пробка сливного отверстия с магнитом; 21 — тормоз солнечной шестерни; 22 — резиновое уплотнительное кольцо; 24, 25 — роликоподшипники; 26 — картер конечной передачи.

конечных передач, находящихся в конических роликоподшипниках 24 и 25 картеров 26. На ступицах шестерен 2 закреплены шкивы тормозов 3.

Тормоза 21 и 3 — ленточные самозатягивающиеся, плавающего типа. Тормоза 21 солнечных шестерен затянуты пружинами и снабжены рычажным управлением. Тормоза 3 шестерен конечных передач отпущены и имеют педальное управление.

Управление поворотом трактора осуществляется в такой же последовательности, как фрикционными муфтами управления. Для поворота отпускается тормоз 21 соответствующей гусеницы, а если надо повернуть круто — затягивается тормоз 3.

В центральный отсек корпуса масло заливают через горловину крышки 8, закрытую пробкой 16. Сливают масло через нижнее отверстие корпуса, закрытое пробкой 19 с магнитом. Перетекание масла из центрального отсека в боковые предупреждается сальниковыми уплотнениями 5 и 20. Для этой же цели со стороны конечных передач предусмотрены сальники 23. Кроме того, специальные щитки, закрепленные на боковых сторонах шкивов, также предохраняют рабочие поверхности тормозов от замазливания.

Зацепление конических шестерен главной передачи регулируется прокладками 10, помещенными между фланцем коронной шестерни 12 и торцовой плоскостью венца шестерни 11.

В сравнении с фрикционными муфтами планетарный механизм поворота требует меньших усилий на рычагах и педалях управления. По аналогичной схеме выполнен механизм поворота тракторов Т-4 и Т-4А.

Конечные передачи тракторов ДТ-75 и ДТ-75М — одноступенчатые, располагаются по обеим сторонам корпуса заднего моста в съемных картерах. Каждая конечная передача состоит из пары цилиндрических шестерен 3 и 15 (рис. 260) с валами, подшипниками и уплотнениями. Ведущая шестерня 3 выполнена как одно целое с валом, который устанавливается в двух цилиндрических роликоподшипниках 2 и 4, помещенных в расточках корпуса 5. Роликоподшипник 4 имеет маслоотбойную шайбу 7 и самоподжимной сальник 8; роликоподшипник 2 закрыт глухой крышкой 1. Вал шестерни 3 полый, с внутренними шлицами, которыми он соединяется с ведущей полуосью 18 (см. рис. 259). Вал 19 (рис. 260) ведомой шестерни установлен на двух опорах: цилиндрическом роликовом 21 и шариковом 14 подшипниках. Роликоподшипник 21 помещен в расточке корпуса 5 конечной передачи и зафиксирован в нем стопорным кольцом 33 и корпусом уплотнения 32. На валу 19 роликоподшипник зафиксирован кольцом 20. Шариковый подшипник 14 помещен в стакане 10, прикрепленном вместе с опорой 12 к корпусу 5 болтами 9. Опора 12 фиксирует шариковый подшипник 14 по наружной обойме в стакане и своим хвостовиком входит в корпус 6 заднего моста трактора, что придает конструкции необходимую жесткость. По внутренней обойме шариковый подшипник закреплен на валу упорной шайбой 11, затянутой торцовыми болтами 13.

Ведомая шестерня выполнена в виде съемного венца 15, притянутого болтами 16 к ступице 18, сидящей на шлицах вала 19. Внешний конец вала 19 имеет фланец, к которому болтами прикреплено ведущее колесо 30 гусеничного движителя. Наружная часть вала и корпус конечной передачи уплотнены торцовым резино-металлическим сальником, состоящим из металлических уплотнительных колец 22 и 23 и резиновой манжеты 24 с помещенными в нее шайбами 25 и 28 и пружиной 27. Сальник защищен специальным козырьком 31, прикрепленным к корпусу уплотнения 32. Кроме того, благодаря штампованной чашке между корпусом уплотнения и валом образуется специальный лабиринт. Снизу к корпусу 5 прикреплен съемный поддон 17, образующий с ним масляную ванну для смазки деталей конечной передачи.

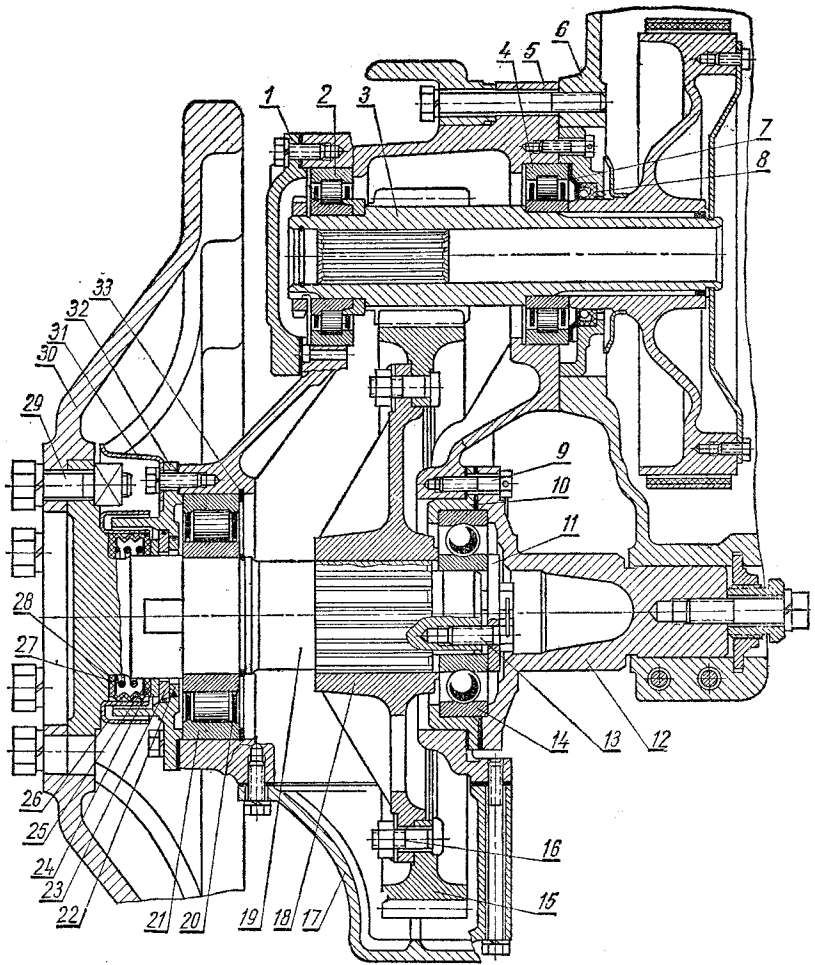


Рис. 260. Конечная передача тракторов ДТ-75, ДТ-75М:

1 — крышка; 2, 4, 21 — роликоподшипники; 3 — ведущая шестерня с валом; 5 — корпус конечной передачи; 6 — корпус заднего моста трактора; 7 — маслоотбойная шайба; 8 — сальник; 9, 13, 16, 29 — болты; 10 — стакан; 11 — упорная шайба; 12 — опора; 14 — шарикоподшипник; 15 — венец ведомой шестерни; 17 — поддон; 18 — ступица; 19 — вал ведомой шестерни и ведущего колеса; 20 — стопорное кольцо; 22, 23 — кольца уплотнения; 24 — резиновая манжета; 25, 28 — упорные шайбы; 26 — чашка; 27 — пружина уплотнения; 30 — ведущее колесо гусеничного движителя; 31 — козырек; 32 — корпус уплотнения; 33 — стопорное кольцо.

В отличие от тракторов ДТ-54А и Т-74 у тракторов ДТ-75 и ДТ-75М подшипники вала ведомой шестерни и ведущего колеса регулировки не требуют.

### § 9. ЗАДНИЙ МОСТ ТРАКТОРА Т-74

Задний мост трактора Т-74 объединяет главную передачу, муфты управления и тормоза. Чугунный корпус 1 (рис. 261) заднего моста крепится к задней оси рамы трактора бугелями 21, расположенными по краям его задней стенки. К передней стенке корпуса 1 прикреплен корпус коробки передач, опирающийся передней частью на поперечный брус рамы трактора. Корпус 1 разделен съемными перегородками 6 на три отсека: в среднем помещена главная передача, в боковых — муфты управления и тормоза.

Вал 8 главной передачи вращается на конических роликоподшипниках 25, установленных в стаканах 22, которые зажаты в выточках верхних съемных частей перегородок 6. К фланцу вала болтами прикреплена



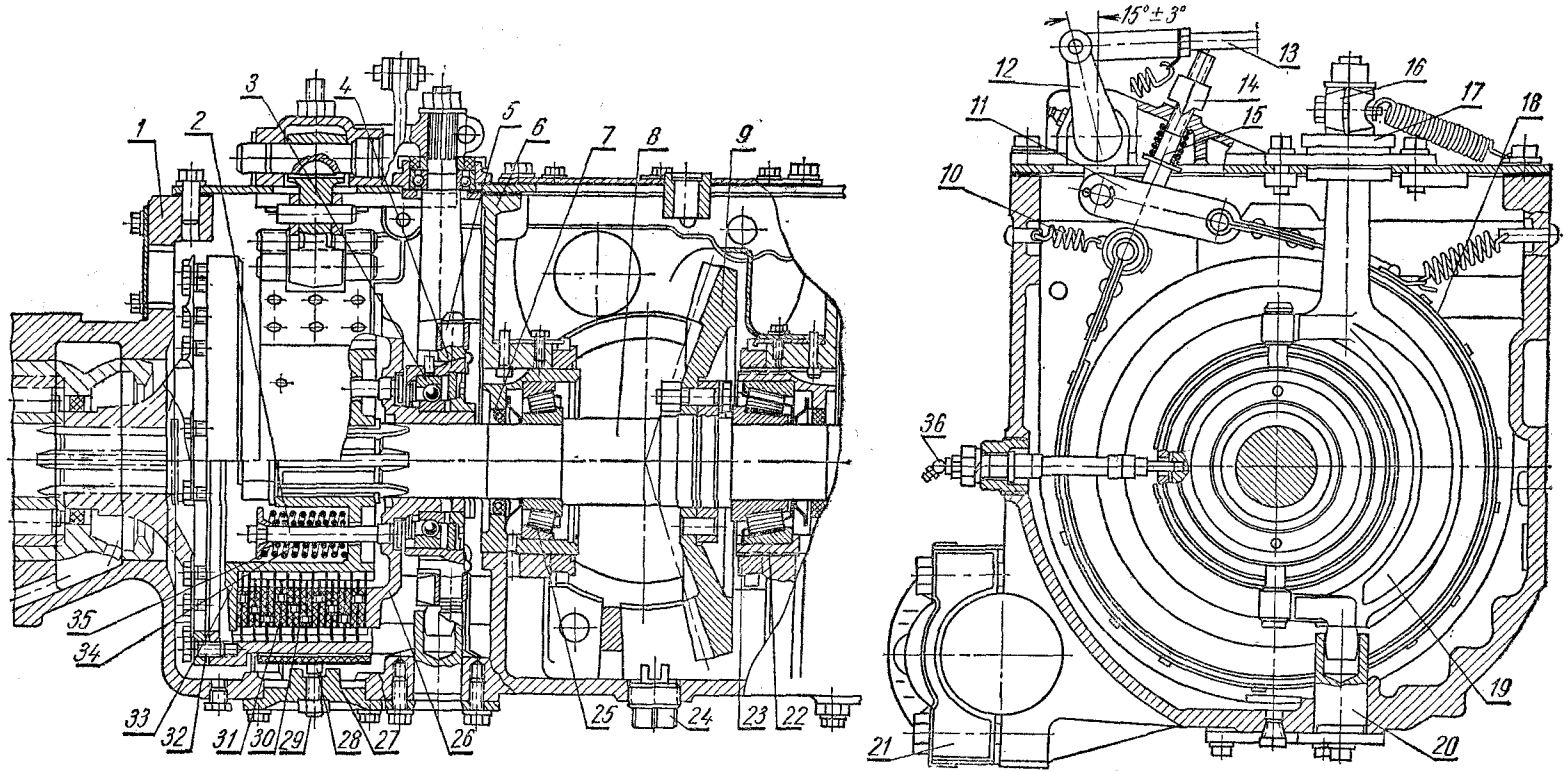


Рис. 261. Задний мост трактора Т-74:

1 — корпус; 2 — тяга; 3 — радиально-упорный шарикоподшипник; 4 — отводка; 5 — палец; 6 — перегородка; 7 — самоподжимной сальник; 8 — вал; 9 — ведомая шестерня; 10 — оттяжная пружина; 11 — планка ленты; 12 — рычаг тормоза; 13 — тяга тормоза; 14 — регулировочная гайка тормоза; 15 — тяга набегающего конца ленты; 16 — рычаг муфты; 17 — упорный шарикоподшипник; 18 — лента тормоза; 19 — изогнутый рычаг; 20 — стакан рычага; 21 — бугель; 22 — стакан подшипника; 23 — регулировочная гайка; 24 — пробка сливного отверстия; 25 — конический роликоподшипник; 26 — нажимной диск; 27 — держатель; 28 — планка; 29 — винт; 30 — ведущий диск; 31 — ведомый диск; 32 — ведомый барабан; 33 — ведущий барабан; 34 — внутренняя пружина; 35 — наружная пружина; 36 — масленка.

шестерня 9 главной передачи со спиральным зубом, находящаяся в постоянном зацеплении с ведущей шестерней вторичного вала коробки передач. На стаканы навинчены и зафиксированы замковыми шайбами регулировочные гайки 23, предназначенные для регулировки зазора в конических роликподшипниках и зацепления шестерен главной передачи. Для предупреждения перетекания масла из отсека главной передачи в отсеки муфт управления и тормозов сопряжения перегородок и корпуса заднего моста уплотнены войлочными прокладками, а стаканы — самоподжимными сальниками 7.

Муфты управления сухие, многодисковые. На шлицевых концах вала 8 посажены ведущие барабаны 33, закрепленные корончатыми гайками. На шлицевые наружные поверхности барабанов надеты десять стальных ведущих дисков 30, размещенных через один с ведомыми дисками 31, имеющими фрикционные накладки. Ведомые диски вставлены наружными шлицами в шлицевое отверстие барабана 32, а внутренними гладкими отверстиями надеты на ведущий барабан. Ведущие и ведомые диски муфт могут свободно перемещаться по шлицам барабанов. Диски зажаты между фланцем ведущего барабана и нажимным диском 26 шестью парами наружных 35 и внутренних 34 пружин, надетых на тяги 2, которые закреплены в отверстиях нажимного диска. Сжатые на тягах пружины одним концом упираются в стенку ведущего барабана, а другим — в тарелки, удерживаемые на свободных концах тяг конусными сухарями, вставленными в канавки тяг. Действие муфт управления при повороте трактора этого типа было описано выше и проиллюстрировано рисунком 257.

При выключении муфты управления нажимной диск 26 перемещают рычагом 16 и изогнутым рычагом 19, верхняя часть которого вращается в шарикоподшипнике 17, а нижняя — центрируется в стакане 20, прикрепленном к дну корпуса моста. Вилки изогнутого рычага 19 захватывают пальцы 5 корпуса отводки 4 и при повороте корпуса оттягивают от муфты отводку и нажимной диск 26. Отводка состоит из радиально-упорного шарикоподшипника 3, надетого на ступицу нажимного диска и закрепленного гайкой, и закрытого корпуса с двумя вертикальными пальцами, вставленными в вилки изогнутого рычага. Подшипники отводок смазываются через масленки 36, помещенные на наружной стороне задней стенки корпуса заднего моста, и гибкие шланги, соединяющие масленки с корпусами отводок. Выход масла в отсеки муфт управления предотвращается лабиринтом, который создают отражательные шайбы.

Масло заливают в отсек главной передачи через горловину сообщаемого с корпусом заднего моста корпуса коробки передач. Для слива масла служит отверстие, закрываемое пробкой 24.

Тормоза муфт управления — ленточные, двойные — предназначены для выполнения крутого поворота трактора. Это осуществляется путем торможения барабана выключенной муфты управления. Стальная, с приклепанной фрикционной накладкой лента 18 охватывает наружную часть ведомого барабана 32, который одновременно является тормозным шкивом. Снизу к ленте прикреплен планка 28, вставленная в прорезь держателя 27, прикрепленного к корпусу заднего моста. Планкой 28 лента удерживается от сползания с барабана; винтом 29, опирающимся на планку, регулируют провисание тормозной ленты. Передний (по ходу трактора) сбегающий конец ленты двумя планками 11 и пальцами прикреплен к нижнему плечу рычага 12, верхнее плечо которого связано тягой 13 с педалью тормоза. Набегающий конец ленты соединен с тягой 15, укрепленной в верхней крышке корпуса заднего моста оттяжной пружиной 10 и регулировочной гайкой 14.

При торможении рычаг 12 поворачивается и затягивает ленту, которая тормозит ведомый барабан и связанные с ним конечную передачу

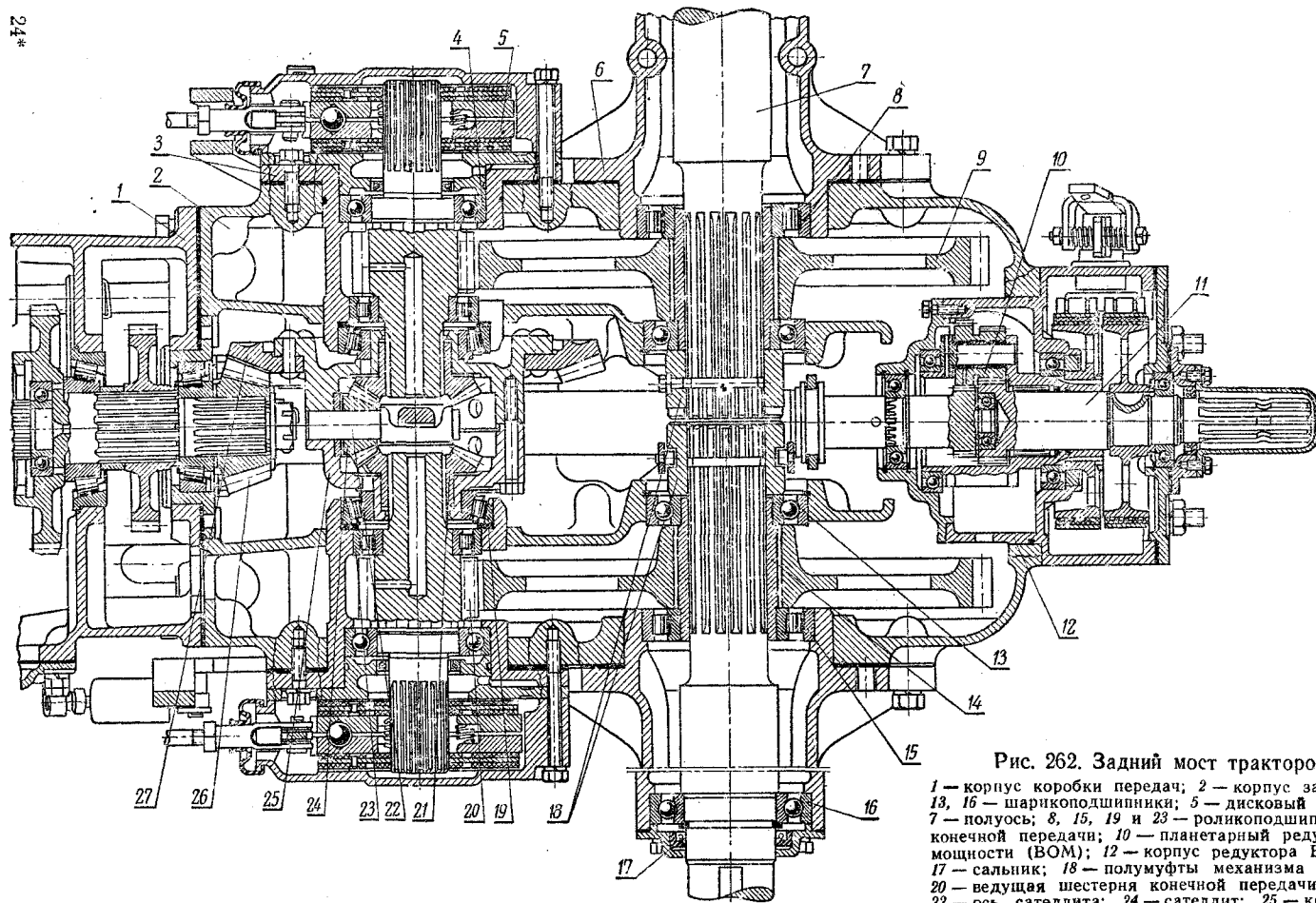


Рис. 262. Задний мост тракторов МТЗ-50, МТЗ-52:

1 — корпус коробки передач; 2 — корпус заднего моста; 3 — стакан; 4, 13, 16 — шарикоподшипники; 5 — дисковый тормоз; 6 — рукав полуоси; 7 — полуось; 8, 15, 19 и 23 — роликоподшипники; 9 — ведомая шестерня конечной передачи; 10 — планетарный редуктор ВОМ; 11 — вал отбора мощности (ВОМ); 12 — корпус редуктора ВОМ; 14 — шлицевая втулка; 17 — сальник; 18 — полуфелы механизма блокировки дифференциала; 20 — ведущая шестерня конечной передачи; 21 — коническая шестерня; 22 — ось сателлита; 24 — сателлит; 25 — корпус дифференциала; 26 — ведущая шестерня главной передачи; 27 — ведомая шестерня главной передачи.

и ведущее колесо (звездочку). После окончания торможения рычаг возвращается в исходное положение, а пружины, закрепленные на передней и задней стенках корпуса, оттягивают ленту от ведомого барабана.

#### § 10. ЗАДНИЙ МОСТ ТРАКТОРОВ МТЗ-50, МТЗ-52

В корпусе 2 заднего моста (рис. 262) размещены главная передача, дифференциал, конечные передачи и механизм блокировки дифференциала.

Главная передача состоит из пары конических шестерен 26 и 27 со спиральными зубьями. Ведущая шестерня 26 закреплена на шлицах вторичного вала коробки передач. Венец ведомой шестерни 27 прикреплен к корпусу 25 дифференциала заклепками.

Дифференциал конический, закрытого типа, с четырьмя сателлитами 24. Корпус дифференциала разъемный, вращается в конических роликоподшипниках 19, размещенных в стаканах 3, которые прикреплены болтами к корпусу заднего моста. В корпус дифференциала запрессованы оси 22 сателлитов 24, находящихся в постоянном зацеплении с правой и левой полуосевыми коническими шестернями 21, сидящими на шлицевых концах ведущих шестерен 20 конечных передач.

Механизм блокировки дифференциала выполнен в виде полумуфта 18 (подвижной и неподвижной), замыкающих полуоси 7.

Каждая конечная передача имеет пару цилиндрических шестерен с прямыми зубьями. Ведущая шестерня 20 установлена в подшипниках 4 и 23, размещенных в стакане 3. Ведомая шестерня 9 закреплена на шлицевой втулке 14, установленной в подшипниках 13 и 15. Шариковый подшипник 13 втулки расположен в гнезде корпуса 2, а роликовый 15 — в полуосевом рукаве 6.

Полуоси 7 шлицами посажены во втулки 14 и опираются на шарикоподшипники 16. На шлицах полуосей помещаются кулачковые полумуфты 18 блокировки дифференциала. На внешних концах ведущих шестерен 20 установлены раздельно действующие дисковые тормоза, заключенные в кожухи. На задней стенке корпуса 2 установлен механизм вала отбора мощности 11 в сборе с планетарным редуктором независимого привода (см. § 4 главы 42).

#### § 11. ЗАДНИЙ МОСТ АВТОМОБИЛЯ ЗИЛ-130

Задний мост этого автомобиля (рис. 263) состоит из скрепленных между собой картеров и размещенных в них главной передачи и дифференциала.

Главная передача двойная: первую ее ступень образуют конические шестерни 38 и 2 со спиральным зубом, вторую — цилиндрические шестерни 5 и 6 с косыми зубьями. Ведущая шестерня 38 откована как одно целое с валом 30 и установлена в конических роликоподшипниках 26 и 36 в чугунном корпусе 35, прикрепленном болтами к картеру 4 главной передачи.

Между фланцем картера 4 и корпуса 35 установлены прокладки 37 для регулировки положения ведущей конической шестерни 38. При помощи дистанционной втулки 24 и регулировочных шайб 25, расположенных между обоймами подшипников 26 и 36, достигается нормальная затяжка подшипников при навинченной до отказа на вал 30 гайке 31.

Смазка к подшипникам вала 30 ведущей шестерни подводится из кармана 23. Ведомая шестерня 2 напрессована на поперечный вал 1 и прикреплена к его фланцу заклепками. Поперечный вал 1 и ведущая цилиндрическая шестерня 5 второй ступени изготовлены как одно целое и установлены в конических роликоподшипниках 21, помещенных в крышках 20, прикрепленных к картеру 4 главной передачи болтами.

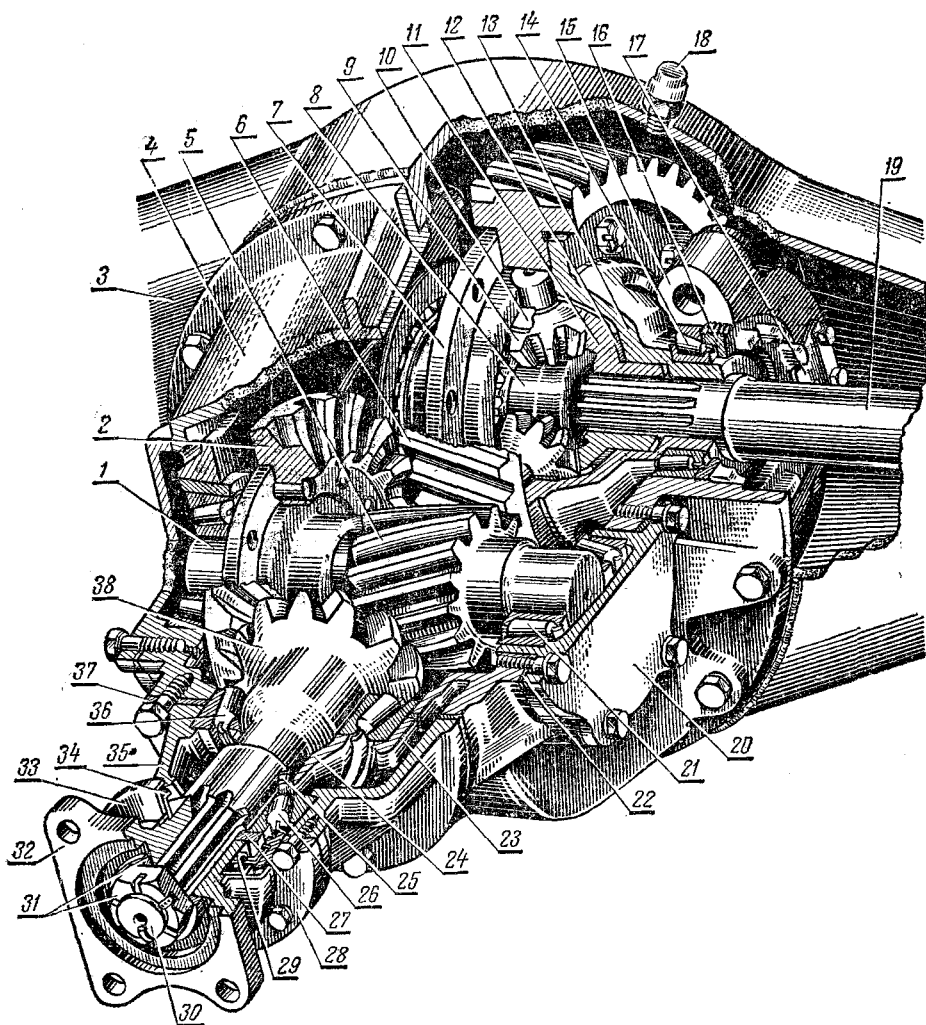


Рис. 263. Задний мост автомобиля ЗИЛ-130:

1 — поперечный вал; 2 — ведомая коническая шестерня; 3 — балка заднего моста; 4 — картер главной передачи; 5 — ведущая цилиндрическая шестерня; 6 — ведомая цилиндрическая шестерня; 7 — правая чашка дифференциала; 8 — крестовина дифференциала; 9 — сателлит; 10 — опорная шайба; 11 — шестерня полуоси; 12 — опорная шайба шестерни полуоси; 13 — левая чашка дифференциала; 14, 21, 26 и 36 — конические роликоподшипники; 15, 20 и 28 — крышки; 16 — регулировочная гайка; 17 — стопор; 18 — сапун; 19 — полуось; 22, 37 — регулировочные прокладки; 23 — карман для масла; 24 — дистанционная втулка; 25 — регулировочная шайба; 27 — упорное кольцо; 29 — самоподжимной сальник; 30 — вал ведущей конической шестерни главной передачи; 31 — корончатая гайка с шайбой; 32 — фланец крепления карданного шарнира; 33 — наружный грязеотражатель; 34 — внутренний грязеотражатель; 35 — корпус подшипника; 38 — ведущая коническая шестерня главной передачи.

Прокладками 22 регулируется затяжка подшипников 21 и положение ведомой шестерни 2. Ведомая шестерня 6 второй ступени представляет собой зубчатый венец, прикрепленный к чашкам 7 и 13 дифференциала болтами.

С картером 4 главной передачи соединена болтами штампованная сварная балка 3 заднего моста, в которой размещены дифференциал и полуоси 19.

Дифференциал конический, состоит из разъемного корпуса, образованного чашками 7 и 13, помещенных в нем крестовины 8 с сателлитами 9 и двух конических полуосевых шестерен 11. Корпус дифференциала вращается на конических роликоподшипниках 14, установленных в разъемных опорах с крышками 15. Опоры расположены в балке 3 заднего

моста. Регулировка зазора в подшипниках 14 производится гайками 16. Внутреннее пространство балки заднего моста и картера главной передачи сообщается через сапун 18.

## § 12. УХОД ЗА МЕХАНИЗМАМИ ЗАДНЕГО МОСТА

Уход за механизмами заднего моста включает в себя смазку механизмов главной передачи, регулировку зацепления конических шестерен и конических роликоподшипников, промывку муфт управления, регулировку тормозов и механизма управления поворотом.

Причина неудовлетворительной работы муфт управления и тормозов чаще всего заключается в замасливание и износе фрикционных накладок. Замасливание накладок является следствием перетекания масла из главной и конечных передач в отделения муфт управления через неисправные сальники. Замасленные накладки промывают обычно топливом сразу же после остановки трактора, когда детали нагреты и масло с накладок смывается лучше. Вначале трактор прокатывают передним и задним ходом с залитым в отсеки муфт топливом для удаления грязи с их поверхности. Затем грязное топливо заменяют чистым, и трактор работает несколько минут на месте с выключенными муфтами управления. Для лучшего удаления топлива после промывки сливные отверстия оставляют открытыми на 1—2 ч, а муфты управления на этот период выключают.

У гусеничных тракторов тормоза необходимо регулировать в тех случаях, когда в результате изнашивания накладок лент крутые повороты трактора не могут быть осуществлены. Признаком, указывающим на необходимость регулировки тормозов, является также увеличение свободного хода тормозной педали.

Признаком неисправностей в механизмах заднего моста может служить повышенный шум при работе трактора или автомобиля, вызванный поломками или сколами зубьев, их износами и нарушением зацепления.

Конические шестерни работают нормально при совмещении вершин начальных конусов обеих шестерен с точкой пересечения геометрических осей их валов. Обеспечить это условие точным изготовлением шестерен трудно, поэтому при сборке на заводе шестерни подбирают и регулируют, а при износе заменяют только новыми парами.

В процессе эксплуатации трактора проверяют зазор в конических роликоподшипниках ведомого вала и правильность прилегания зубьев пары по отпечатку их контакта, причем обе эти операции выполняются одновременно. В случае если отпечаток не соответствует указанному требованию, нужно изменить положение вторичного вала коробки передач или вала ведомой шестерни.

При сборке конической пары устанавливают нормальный боковой зазор между зубьями шестерен, который по мере работы трактора увеличивается из-за износа. Во избежание нарушения правильности зацепления боковой зазор в зацеплении шестерен при технических уходах для компенсации износа не проверяют и не регулируют. Такая проверка необходима только для определения пригодности конической пары к дальнейшей работе.

Если, например, боковой зазор в зацеплении шестерен главной передачи трактора Т-74 превышает 2 мм, шестерни заменяют (в новой паре зазор устанавливают равным 0,2—0,55 мм).

Боковой зазор между зубьями проверяют при помощи свинцовой пластины, закладываемой между ними. После обкатки шестерен величину зазора определяют по толщине свинцовой пластины.

Признаком, указывающим на неправильную регулировку подшипников или их неисправность, служит нагрев корпусов подшипников. Ве-

личину зазора в подшипниках главной передачи гусеничных тракторов определяют, измеряя индикатором осевое смещение вала при выключении муфты управления. Для этого через люк задней стенки корпуса заднего моста устанавливают индикатор на специальном штативе так, чтобы его ножка упиралась в замысловатую плоскость ведомой конической шестерни. По отклонениям стрелки индикатора определяют зазор в подшипниках.

У трактора МТЗ-50 осевой зазор в конических роликоподшипниках должен быть равным 0,05—0,1 мм. При увеличении зазора выше 0,3 мм уменьшают число регулировочных прокладок под правым стаканом 3 (рис. 262) ведущей шестерни конечной передачи.

Боковой зазор в конической паре новых шестерен главной передачи принят равным 0,2—0,45 мм. Регулируют его после проверки осевого зазора в конических роликоподшипниках 19 дифференциала, перенеся регулировочные прокладки из-под фланца одного стакана под фланец другого, не меняя при этом их общего количества.

У автомобиля ЗИЛ-130 затяжку конических роликоподшипников 26 (рис. 263) вала ведущей конической шестерни 38 главной передачи регулируют, изменяя общую толщину шайб 25, устанавливаемых между внутренней обоймой переднего роликоподшипника и дистанционной втулкой 24. Затяжка подшипников должна быть такой, при которой для проворачивания вала ведущей шестерни необходимо приложить к фланцу 32 крепления карданного шарнира крутящий момент 0,1—0,35 кг·м.

Затяжку конических роликоподшипников 21 ведущей цилиндрической шестерни 5 главной передачи регулируют, изменяя общую толщину прокладок 22 под крышками 20 подшипников.

Затяжку конических роликоподшипников дифференциала регулируют гайками 16. Перед регулировкой гайки болтов крышек подшипников должны быть затянуты крутящим моментом 17 кг·м и зашплинтованы.

# ХОДОВАЯ ЧАСТЬ И МЕХАНИЗМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

## Глава 36

### ХОДОВАЯ ЧАСТЬ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

#### § 1. ВЕДУЩИЙ МОМЕНТ, ТОЛКАЮЩАЯ СИЛА И КАСАТЕЛЬНАЯ СИЛА ТЯГИ

Развиваемый двигателем крутящий момент  $M_K$  преобразуется силовой передачей в крутящий момент на ведущих колесах.

Подведенный к движителям крутящий момент называют *ведущим моментом*  $M_{\text{вед}}$ . Этот момент при равномерном движении зависит от передаточного числа  $i_{\text{тр}}$ , крутящего момента двигателя  $M_K$  и к. п. д.  $\eta_{\text{тр}}$  силовой передачи (см. § 3 главы 31):

$$M_{\text{вед}} = M_K i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}. \quad (91)$$

Рассмотрим равномерное движение ведущего колеса с пневматической шиной на мягком грунте по горизонтальному пути.

На колесо (рис. 264) действуют следующие моменты и силы (без учета сопротивления воздуха):

ведущий момент  $M_{\text{вед}}$ , приложенный к оси колеса и приводящий его в движение;

вес машины  $G$ , приходящийся на колесо (сцепной вес);

реактивная сила  $F_K$  сопротивления остова толкающему действию колеса;

реакции почвы, представленные вертикальной  $Y_K$  и горизонтальной  $X_K$  составляющими.

Реакция почвы  $Y_K$  равна весу машины  $G$ , приходящемуся на колесо, но направлена в противоположную сторону. Она смещена от оси  $O$  колеса на расстояние  $a_K$  из-за деформаций почвы и шины.

Сила  $X_K$  представляет собой равнодействующую касательных реакций почвы, которые возникают под действием ведущего момента на колесо, и называется толкающей силой. Она равна реактивной силе  $F_K$ , но направлена противоположно ей, в сторону движения. Сила  $X_K$  действует на плече  $r_K$ , которое называют *теоретическим радиусом качения колеса*.

Уравнение моментов относительно точки  $O$ :

$$M_{\text{вед}} = Y_K a_K + X_K r_K = M_f + X_K r_K, \quad (92)$$

где  $M_f = Y_K a_K$  — момент, затрачиваемый на преодоление сопротивления качению ведущих колес.

Решая уравнение (92) относительно  $X_K$  и заменив  $\frac{M_{\text{вед}}}{r_K} = P_K$ , получим:

$$X_K = P_K - \frac{M_f}{r_K}, \quad (93)$$

Рис. 264. Схема сил и моментов, действующих на пневматическое ведущее колесо.

где  $P_K$  — касательная сила тяги при установившемся движении,



Отношение  $\frac{M_f}{r_k}$  есть некоторая сила  $P_f$  сопротивления качению ведущего колеса, поэтому уравнение (93) примет вид:

$$X_k = P_k - P_f. \quad (94)$$

Реализация ведущего момента, определенного уравнением (91), возможна, когда обеспечивается сцепление ведущих колес с почвой. Если же механические свойства почвы недостаточны для этого, то под действием ведущего момента происходит сдвиг почвы в горизонтальном направлении (буксование) и машина теряет способность двигаться.

Сцепные качества трактора (автомобиля), характеризующие способность ведущих колес воспринимать при взаимодействии с почвой касательные силы, оцениваются коэффициентом сцепления  $\varphi$ .

Наибольшая касательная сила тяги, которую можно достичь по условиям сцепления колес с почвой, определяется по формуле

$$P_{\text{сц, макс}} = \varphi Y_k = \varphi G. \quad (95)$$

Сопротивление качению колес пропорционально действующей на них нагрузке. Отношение силы  $P_f$  сопротивления качению к нагрузке  $G$  называется коэффициентом качения  $f$ :

$$f = \frac{P_f}{G}. \quad (96)$$

Коэффициент качения  $f$  зависит от конструкции шины и давления воздуха в ней, механических свойств грунта и некоторых других факторов. Коэффициенты сцепления  $\varphi$  и качения  $f$  определяются опытным путем.

Из-за потерь на качение и буксование мощность, передаваемая ведущим колесом раме машины, меньше мощности, подведенной к колесу. Подведенная к колесу мощность определяется произведением ведущего момента  $M_{\text{вед}}$  и угловой скорости колеса  $\omega_k$ . Мощность, сообщенная колесом раме машины, равна произведению толкающей силы  $X_k$  на действительную (фактическую) скорость движения  $v$ . Отношение этих мощностей есть к.п.д. ведущего колеса:

$$\eta_k = \frac{X_k v}{M_{\text{вед}} \omega_k}. \quad (97)$$

При установившемся движении справедливо

$$X_k = \frac{M_{\text{вед}} - M_f}{r_k},$$

поэтому

$$\eta_k = \frac{M_{\text{вед}} - M_f}{M_{\text{вед}}} \cdot \frac{v}{\omega_k r_k}. \quad (98)$$

Произведение  $\omega_k r_k$  — это теоретическая поступательная скорость колеса  $v_T$ , следовательно

$$\eta_k = \frac{M_{\text{вед}} - M_f}{M_{\text{вед}}} \cdot \frac{v}{v_T}. \quad (99)$$

Первый множитель уравнения (99) характеризует потери на качение, а второй — на буксование колеса, поэтому можно записать:

$$\eta_k = \eta_f \eta_b,$$

где  $\eta_f$ ,  $\eta_b$  — соответственно к. п. д., учитывающие потери на качение и буксование колеса.

Буксование колеса оценивается отношением потерянной скорости  $v_T - v$  к ее теоретическому значению  $v_T$ :

$$\delta = \frac{v_T - v}{v_T} 100\%. \quad (100)$$

## § 2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ХОДОВОЙ ЧАСТИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Ходовая часть передает на почву вес трактора, а также часть веса агрегируемой машины и преобразует вращательное движение колес в поступательное движение агрегата.

Ходовая часть должна отвечать двум главным условиям: обеспечивать хорошее сцепление движителей с почвой и удовлетворять агротехническим требованиям, предъявляемым к трактору при выполнении им сельскохозяйственных работ.

Ходовая часть состоит из остова, задних колес и переднего моста.

О с т о в — это несущая часть трактора, его основание. Он нагружен весом размещенных на нем агрегатов и воспринимает динамические нагрузки, возникающие при трогании агрегата с места, разгоне, движении по неровностям пути и на поворотах. Остов должен иметь высокую прочность и жесткость, работать без замены до полной амортизации трактора.

Различают три типа остова: рамный, полурамный и безрамный.

Р а м н ы й о с т о в образуют соединенные между собой заклепками или сваркой балки различного профиля. Основные балки, расположенные продольно (лонжероны), связываются поперечинами, выполняющими также роль опор для отдельных агрегатов. Рамный остов обладает хорошей жесткостью и прочностью, облегчает доступ к механизмам и их замену, но при прочих равных условиях имеет больший вес, нежели полурамный или безрамный остов. Рамный остов применяется на колесных тракторах-тягачах К-700, Т-150К.

П о л у р а м н ы й о с т о в широко распространен на универсальных пропашных тракторах и представляет собой корпуса отдельных механизмов, соединенных балками (полурамами). К этим балкам крепят присоединительные кронштейны, благодаря чему облегчается боковая навеска машин, а также доступ к машинам или их секциям.

Б е з р а м н ы й о с т о в образуют жестко соединенные картеры отдельных механизмов. Его преимущества — хорошая общая жесткость, меньший вес. Однако доступ к механизмам у трактора с безрамным остовом затруднен, размещение навесных машин ограничено, поэтому такой остов применяется редко.

В зависимости от конструкции остова образующие его картеры и корпуса отливают из серого чугуна (реже ковкого) и стали, а элементы рам и полурам изготавливают из стального проката и частично стального литья (передние брусья).

П о ч и с л у колес тракторы делятся на двух-, трех и четырехколесные, по числу ведущих колес различают тракторы с двумя и четырьмя ведущими колесами. Эти признаки выражает колесная формула, в которой первая цифра обозначает общее число колес, а вторая — число ведущих. Так, колесная формула  $4 \times 2$  обозначает, что трактор четырехколесный, с двумя ведущими колесами.

Передние колеса тракторов с колесной формулой  $4 \times 2$  или  $3 \times 2$  меньшего размера, чем задние колеса. По такой схеме выполняется большинство колесных универсальных и пропашных тракторов (например, МТЗ-50, Т-40, Т-25, Т-16М, Т-28Х4). Передние колеса тракторов с колесной формулой  $4 \times 4$  могут быть меньше задних (универсальные тракторы МТЗ-52 и Т-40А) и одинаковыми с ними (тракторы-тягачи К-700, Т-150К).

Для каждой из рассмотренных схем характерны свои преимущества и недостатки.

Тракторы с колесной формулой  $4 \times 2$  не имеют привода к передним колесам и переднего ведущего моста, поэтому их стоимость и затраты на технические уходы и обслуживание меньше, чем для тракторов с колесной формулой  $4 \times 4$ . Однако первые по тягово-сцепным качествам, особенно на влажных и рыхлых почвах, значительно уступают вторым. Это

наглядно показано на графике зависимости буксования трактора МТЗ-52 от тягового усилия на его крюке (рис. 265) при работе с включенным и выключенным передним мостом. Так, предельно допустимому по условиям сохранности шин (20-процентному) буксованию при отключенном переднем мосте соответствует тяговое усилие 900 кг, тогда как при включенном переднем мосте тяговое усилие достигает 1400 кг.

Так как наибольшая касательная сила тяги на ведущих колесах тем выше, чем больший сцепной вес приходится на них (95), естественно, что в схеме  $4 \times 2$  максимум сцепного веса сосредоточивается на задних ведущих колесах (примерно, около  $\frac{3}{4}$  общего веса трактора). Однако нагрузки на передние управляемые колеса должны быть достаточными для сохранения управляемости и продольной устойчивости трактора.

Наибольшая разгрузка переднего моста происходит при движении трактора с поднятой в транспортное положение навесной машиной, помещенной сзади трактора, в результате чего может произойти отрыв передних колес от почвы и опрокидывание трактора назад. Этот недостаток устраняется применением специальных балластных грузов, устанавливаемых в передней части остова трактора.

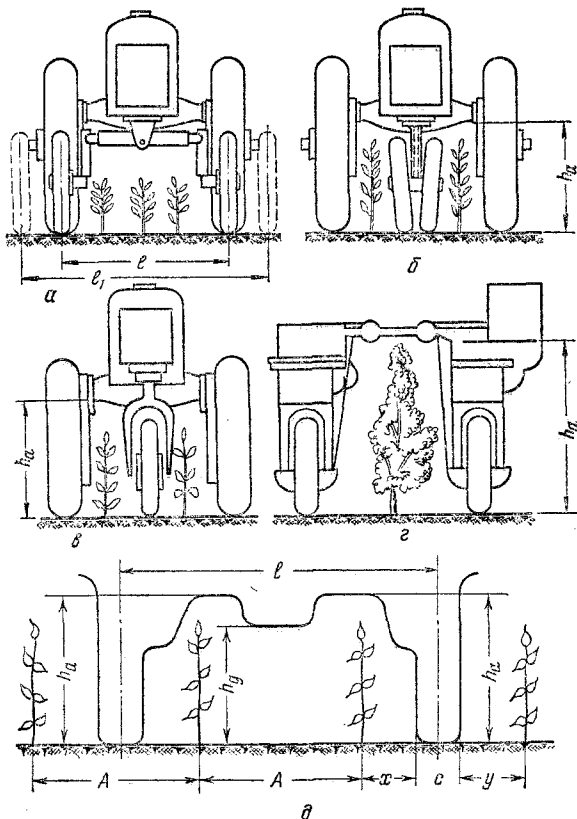


Рис. 266. Колея и просвет колесных тракторов:

*a* — трактор с широко расставленными передними колесами; *б* — трактор со сближенными передними колесами; *в* — трактор с одинарным передним колесом; *г* — трактор с порталной конструкцией остова; *д* — защитные зоны

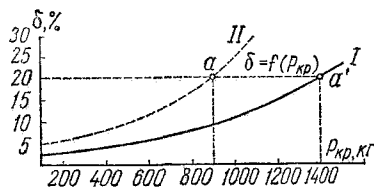


Рис. 265. График зависимости буксования от тягового усилия на крюке для трактора МТЗ-52 при работе с включенным (I) и выключенным (II) передним мостом.

У тракторов  $4 \times 4$  ведущий момент подводится ко всем колесам.

Смещение двигателя вперед по ходу трактора позволяет уравнять нагрузки на переднюю и заднюю оси трактора, создать одинаковые условия работы шин и применить колеса одного размера, меньшего в сравнении с задними колесами трактора с не смещенным вперед двигателем. Тягово-сцепные качества и продольная устойчивость трактора  $4 \times 4$  с колесами одного размера лучше, чем такого же трактора с неодинаковыми колесами. Однако дорожный просвет трактора с колесами разного размера, при прочих равных условиях, меньше, управлять передними колесами (если в том и другом варианте они являются управляемыми) труднее.

На отечественных универсальных тракторах с колесной формулой  $4 \times 4$  и с большим дорож-

ным просветом (МТЗ-52, Т-40А) применены колеса разного размера, а на тракторах-тягачах К-700 — одинакового.

На рисунке 266, а, б, в, г схематически представлены конструкции ходовой части универсальных и пропашных тракторов различных типов. Конструкция ходовой части этих тракторов должна быть такой, чтобы работа в междурядьях проходила без повреждения растений. Это зависит прежде всего от агротехнического просвета, колеи и ширины колес трактора.

Вообще просветом  $h$  называется расстояние по вертикали от почвы до нижней точки трактора. Просвет универсальных и пропашных тракторов подразделяют на дорожный  $h_d$  (рис. 266, д) и агротехнический  $h_a$ ; первый является наименьшим просветом, а второй — просветом над рядом растений.

Колеей трактора  $l$  называют расстояние между осевыми линиями, проведенными через середины профиля шины (гусеницы). Показателем оценки проходимости трактора в междурядьях служат защитные зоны ( $x$  и  $y$ ), представляющие собой расстояния по горизонтали от середины ряда до ближайших частей трактора (обычно колес или гусениц).

Воспользовавшись рисунком 266, д, определим защитные зоны:

$$x = \frac{(l - c) - A(m - 1)}{2}, \quad (101)$$

$$y = \frac{A(m + 1) - (l + c)}{2}, \quad (102)$$

где  $m$  — число рядков растений, находящихся под трактором во время обработки.

При установке колес симметрично осям междурядий справедливы зависимости

$$l = mA, \quad (103)$$

$$x = y = \frac{A - c}{2}, \quad (104)$$

при которых защитные зоны имеют оптимальные значения.

При увеличении просвета положение центра тяжести трактора повышается, вследствие чего ухудшается его устойчивость, ограничиваются возможности применения трактора на транспортных работах. Этот недостаток устраняют при помощи разъемного соединения цапфы 2 (рис. 267, а) с поворотным кулаком 1, позволяющим регулировать просвет в зависимости от условий работы агрегата. Просвет под задним мостом изменяют, устанавливая конечные передачи в горизонтальное или

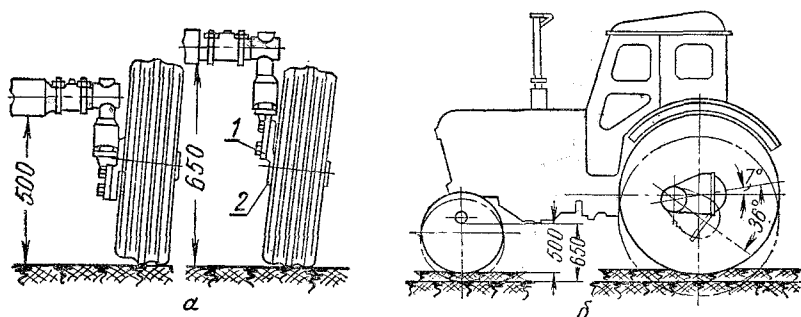


Рис. 267. Схема регулирования просвета трактора Т-40:  
а — регулировка просвета под передним мостом; б — регулировка просвета под задним мостом; 1 — поворотный кулак; 2 — Г-образная цапфа колеса.

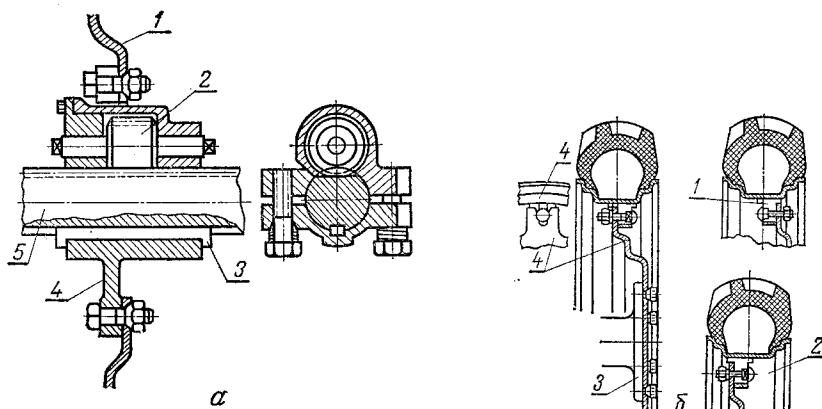


Рис. 268. Схема регулирования ширины колеи трактора ручным способом: а — перемещение ступицы колеса по полуоси червячным механизмом: 1 — диск; 2 — червяк; 3 — шпонка; 4 — ступица; 5 — полуось; б — изменение положения обода относительно диска и диска относительно фланца полуоси: 1 — стойка на обode; 2 — обод; 3 — фланец полуоси; 4 — диск.

наклонное относительно остова трактора положение (рис. 267, б). Такая конструкция позволяет менять дорожный просвет трактора Т-40 с 430 до 580 мм, а агротехнический просвет соответственно с 500 до 650 мм. Регулируемый просвет имеют и другие универсальные тракторы.

Колею передних колес обычно регулируют благодаря телескопическому устройству передней оси: в ось трубчатого сечения с обоих концов устанавливают выдвижные кулаки поворотных цапф. В требуемом положении выдвижные кулаки фиксируются в оси болтами.

Для изменения колеи задних колес применяют несколько конструкций, которые можно разделить на две группы: регулируемые ручным и механизированным способами.

При ручном способе регулировка осуществляется перемещением ступицы колеса по шпонке 3 (рис. 268, а) полуоси 5 червячным механизмом или поворотом обода 2 (рис. 268, б) с нецентрально расположенными стойками 1 относительно диска 4, а также поворотом диска колеса относительно фланца 3 полуоси выпуклостью внутрь или наружу. Регулировка червячным механизмом легче, не требует снятия и установки колеса. Однако при этом необходимы длинные полуоси, увеличивающие габариты и ухудшающие маневренность трактора.

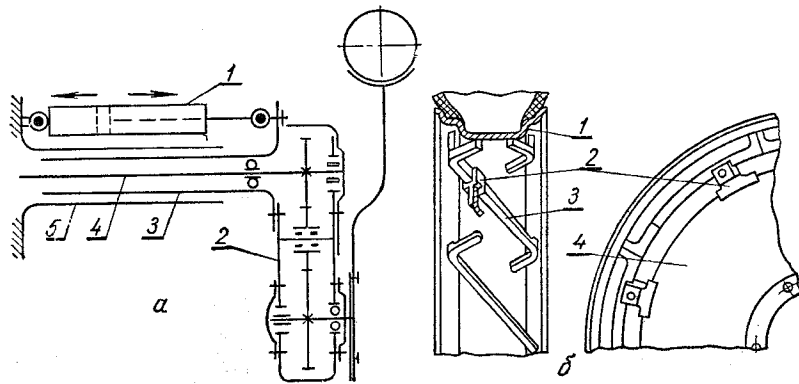


Рис. 269. Схемы регулирования ширины колеи трактора механизированным способом: а — регулирование с приводом от гидравлического силового цилиндра: 1 — гидравлический силовой цилиндр двухстороннего действия; 2 — картер конечной передачи; 3 — гильза телескопического кожуха полуоси; 4 — полуось; 5 — кожух полуоси; б — регулирование с приводом от двигателя: 1 — обод; 2 — ползун; 3 — спиральный ползун; 4 — диск.

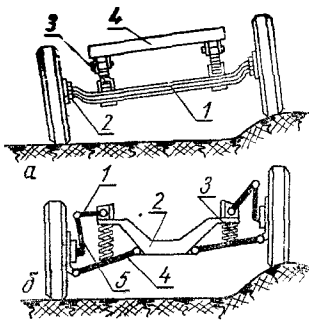


Рис. 270. Схемы подвесок автомобиля:

*a* — зависимая: 1 — передняя ось; 2 — цапфа колеса; 3 — рессора; 4 — рама; 6 — независимая: 1 — верхний рычаг; 2 — рама автомобиля; 3 — пружина; 4 — нижний рычаг; 5 — стойка.

При механизированном способе возможны различные конструкции ходовой части. Для регулирования колеи гидравлическими силовыми цилиндрами (на примере трактора Т28Х4) предусматривается следующее устройство. С кожухом 5 (рис. 269, *a*) полуось 4 трактора телескопически соединена гильза 3. К фланцу гильзы болтами прикреплен картер 2 с размещенными в нем деталями конечной передачи. Силовой цилиндр 1 проушиной прикреплен к кожуху 5, а его шток — к гильзе 3. При подаче масла под давлением в одну из полостей силового цилиндра шток перемещает гильзу в кожухе, изменяя этим ширину колеи трактора.

Другая конструкция механизированной регулировки колеи показана на рисунке 269, *б*. К внутренним поверхностям дисков прикреплены спиральные направляющие — полозья 3.

На полозьях расположены ползуны 2, хвостовая часть которых неподвижно соединена с диском 4 колеса. Ползуны фиксируются на полозьях стопорным устройством. Для регулировки следует отпустить стопоры ползунов 2, завести двигатель и включить передачу. После регулировки ползуны закрепляются стопорами.

### § 3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ХОДОВОЙ ЧАСТИ АВТОМОБИЛЯ

К ходовой части автомобиля относится остов, его мосты, подвеска и колеса. Остов грузовых автомобилей выполняется рамным, детали рам изготавливают штамповкой из малоуглеродистых и легированных сталей. Многие легковые автомобили имеют безрамную конструкцию остова (например, ГАЗ-21 «Волга», «Москвич-408», «Запорожец»). В качестве рамы этих автомобилей используется кузов, называемый *несущим*, благодаря чему достигается меньший вес и более низкое расположение центра тяжести в сравнении с рамной конструкцией.

Грузовые и легковые автомобили выполняются с колесными формулами: 4×2, 4×4, 6×4 и 6×6. Автомобили с колесными формулами 4×4 и 6×4 называют *автомобилями повышенной проходимости*.

Конструкция переднего моста определяется типом автомобиля, его колесной формулой и подвеской. Независимо от колесной формулы передние мосты всех автомобилей имеют управляемые колеса.

Подвеска служит для обеспечения плавности хода и устойчивости движения. Различают зависимые и независимые подвески. Первые применяются обычно на грузовых автомобилях, а вторые — на легковых.

Если передняя ось 1 (рис. 270, *a*) подвешивается к раме 4 автомобиля при помощи упругого элемента (обычно на пластинчатых рессорах), а цапфы колес соединяются шарнирно с осью, то такая подвеска называется *зависимой*. При зависимой подвеске перемещения колес в поперечной плоскости определяются перемещениями передней оси.

При *независимой подвеске* (рис. 270, *б*) каждое колесо подвешено к раме или к основанию кузова отдельно и поэтому может изменять свое положение при наездах на неровности пути независимо от положения оси или рамы 2 автомобиля.

Независимая подвеска позволяет уменьшить вес неподрессоренных масс, что обеспечивает лучшую плавность хода автомобиля\*.

\* К поддрессоренным массам относятся части автомобиля, вес которых передается на упругие элементы подвески (кузов, рама с укрепленными на ней механизмами), а к неподрессоренным массам — части, вес которых упругим элементам подвески не передается (колеса в сборе с осями, мосты).

Передние оси у автомобилей с зависимой подвеской называют *цельными*, а с независимой — *разрезными*.

Подвеска состоит из упругих элементов и устройств, гасящих колебания. Упругими элементами независимых подвесок служат цилиндрические пружины (ГАЗ-21 «Волга»), торсионы («Запорожец») и резе пневматического устройства. В качестве упругих элементов зависимых подвесок грузовых автомобилей чаще всего применяются пластинчатые рессоры. Наибольшее распространение получили продольно расположенные полуэллиптические рессоры, представляющие собой упругую балку, к которой приложена сосредоточенная нагрузка, равная нагрузке, действующей на колесо. Конец балки может перемещаться на опоре. Для изготовления рессорных листов используются легированные стали, листы подвергаются термической обработке (закалка и отпуск), а также упрочняющей дробеструйной обработке.

Устанавливаемые на подвесках гасящие устройства — амортизаторы, предназначены для быстрого гашения вертикальных колебаний кузова автомобиля. По принципу действия амортизаторы делятся на *гидравлические* и *пневматические*; первые из них более распространены.

#### § 4. ТРАКТОРНЫЕ И АВТОМОБИЛЬНЫЕ КОЛЕСА И ШИНЫ

**Колесо** состоит из металлической части (обода, диска) и эластичной шины.

Различают дисковые и бездисковые колеса. Первые получили наибольшее распространение. Бездисковые колеса легче дисковых и менее трудоемки при обслуживании, так как содержат меньше крепежных деталей. Они применяются на тяжелых грузовых автомобилях и тракторе-тягаче К-700.

Дисковое колесо состоит из обода, диска и шины. Обод прокатывается из листовой стали и соединяется с диском сваркой, заклепками или болтами (тракторы). Ободы могут быть плоскими и глубокими.

*Глубокие ободы* (рис. 271, а) имеют уступы для бортов покрышки и применяются на легковых автомобилях (неразборные) и тракторах (разборные и неразборные).

*Плоские ободы* делают разборными для облегчения монтажа шины. Разборные ободы бывают двух типов: с неразрезным бортовым кольцом (рис. 271, б) и разрезным зажимным кольцом (рис. 272, а). Ободы первого типа применяются на автомобиле ЗИЛ-130, второго — на автомобилях ГАЗ-53А, ГАЗ-66.

**Шина** предназначена для создания надежного сцепления колес с дорогой (почвой) и смягчения толчков и ударов. Шина надевается на обод и удерживается на нем бортами, расклиниваемыми по конусным посадочным поверхностям давлением воздуха внутри шины.

Различают *камерные* и *бескамерные* шины. Камерная шина имеет покрышку, камеру и, в зависимости от типа обода, ободную ленту. Бес-

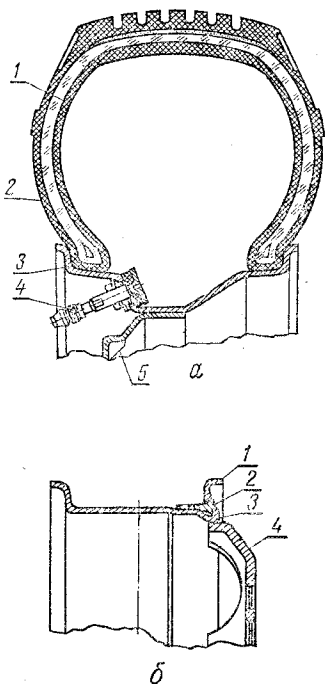


Рис. 271. Ободы и бескамерная шина:

а — глубокий симметричный обод и бескамерная шина: 1 — герметизирующий слой; 2 — уплотнительный бортовой слой; 3 — обод; 4 — вентиль с уплотнительными резиновыми шайбами; 5 — диск; б — плоский обод с неразрезным бортовым кольцом: 1 — неразрезное бортовое кольцо; 2 — разрезное замочное кольцо; 3 — обод; 4 — диск.

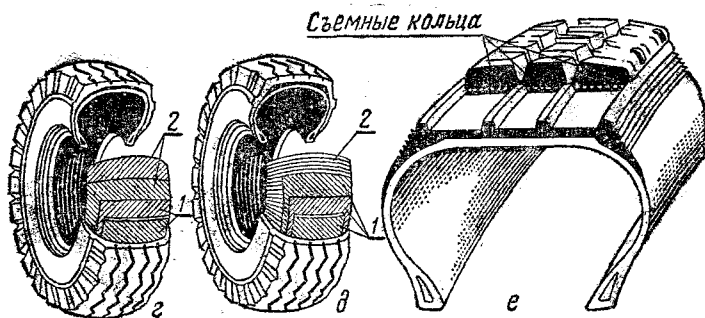
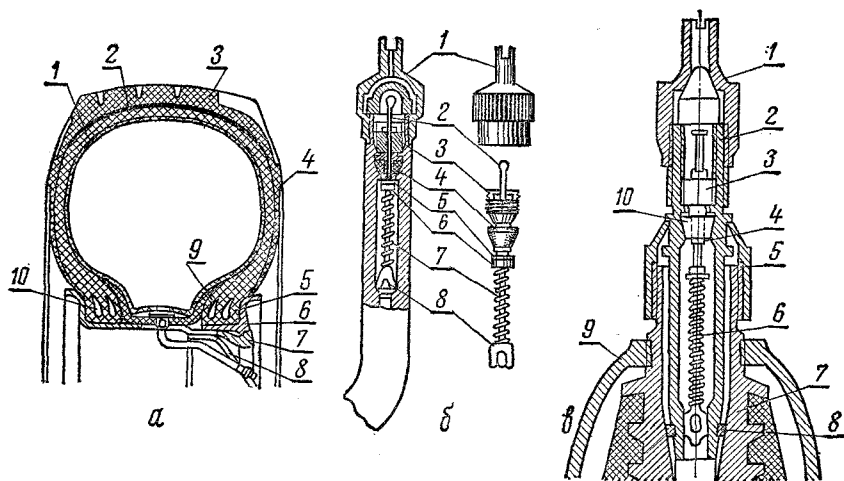


Рис. 272. Колеса и шины:

*а* — колесо: 1 — каркас; 2 — подушечный слой (брекер); 3 — протектор; 4 — боковина; 5 — бортовая лента; 6 — разрезное бортовое кольцо; 7 — плоский обод; 8 — диск; 9 — борт; 10 — бортовая проволока; *б* — воздушный вентиль: 1 — колпачок; 2 — стержень; 3 — прижимная гайка; 4 — уплотнительная втулка; 5 — резиновая прокладка; 6 — золотник; 7 — пружина; 8 — направляющая чашечка; *в* — водовоздушный вентиль: 1 — колпачок; 2 — обойма; 3 — золотник; 4 — клапан; 5 — колпачковая гайка; 6 — пружина; 7 — корпус; 8 — уплотнительное кольцо; 9 — кожух; 10 — резиновая втулка; *г* — схема расположения нитей корда в каркасе обычной шины; *д* — схема расположения нитей корда в каркасе шин типов Р и РС: 1 — брекер; 2 — каркас; *е* — шина РС.

камерная шина монтируется на обод и не содержит камеры и ободной ленты.

Покрышка состоит из протектора 3 (рис. 272, *а*), подушечного слоя (брекера) 2, боковин 4, каркаса 1 и бортов 9.

Каркас является основой покрышки и состоит из некоторого числа (от 2 до 12) слоев корда. Корд — прорезиненная ткань — придает покрышке требуемую прочность и гибкость. В качестве ткани применяется хлопчатобумажное, капроновое или вискозное волокно. Корд с искусственным волокном обладает лучшей прочностью.

Протектор способен надежно сцеплению шины с дорогой или почвой и защищает шину от повреждений. Он выполняется из толстого слоя прочной резины, имеющей на наружной поверхности грунтозацепы, расположенные определенным образом — соответственно назначению и условиям работы шины.

Внутри покрышки проходят кольца из стальной проволоки, придающие бортам покрышки прочность и упругость при ее посадке на обод.

Подушечный слой (брекер), помещаемый между каркасом и протектором, имеет 2—4 слоя корда, покрытого слоями резины. Он служит для повышения сопротивления каркаса механическим повреждениям и увеличивает связь между протектором и каркасом.



*Боковины* представляют собой поверхностный слой резины, защищающий боковые стенки покрышки от повреждений и проникновения влаги. Бортовая лента, выполненная из прорезиненной ткани, служит для предохранения борта покрышки от истирания ободом и защиты при монтаже и демонтаже шины.

Ободная лента — это резиновая прокладка, устанавливаемая между ободом и камерой для защиты камеры от повреждений и трения о борт покрышки и обода. Ободные ленты применяются на колесах с плоским ободом. Шины, монтируемые на глубокий обод (например, на тракторных колесах), ободной ленты не имеют.

Камера представляет собой герметический баллон тороидальной формы с вентилям, через который накачивают или выпускают воздух, а на тракторных шинах — и балластную жидкость.

В современных шинах типов Р и РС (рис. 272, *д, е*) нити корда в каркасе расположены радиально, от борта к борту (у стандартных шин нити смежных слоев корда перекрещиваются между собой под углом 95—115°, образуя сетку, как показано на рисунке 272, *е*). Шины Р имеют жесткий в окружном направлении брекер из вязкого или стального обрешиненного корда. Шины РС снабжены съёмными протекторными кольцами (рис. 272, *е*), позволяющими использовать шину в разных дорожных условиях и производить замену изношенного протектора. Шины Р и РС обладают высокой надёжностью и большим сроком службы. Их недостатки — повышенные шум и вибрация при использовании их на легковых автомобилях, большая жесткость езды, пониженная боковая устойчивость.

На некоторых автомобилях (ГАЗ-21 «Волга») применяются бескамерные шины (см. рис. 271, *а*). В отличие от камерной бескамерная шина имеет на внутренней поверхности герметизирующий слой 1 и уплотнительный бортовой слой 2. Применение бескамерных шин увеличивает безопасность движения, так как при проколах воздух из них выходит медленнее, чем в обычных шинах.

Вентили шин подразделяются на воздушные и водовоздушные (тракторные).

Основная деталь *воздушного вентиля* (рис. 272, *б*) — золотник 6, пропускающий воздух в камеру при ее накачивании и запирающий затем выход воздуха из камеры.

*Водовоздушный вентиль* тракторной шины приспособлен для заправки камеры не только воздухом, но и балластной жидкостью (водой или водным раствором хлористого кальция в холодное время года). Золотник 3 водовоздушного вентиля (рис. 272, *в*) ввернут в обойму 2, которая устанавливается в корпусе 7 на прокладке и закрепляется гайкой 5. При заправке камеры жидкостью обойму и золотник снимают и к корпусу прикрепляют специальное приспособление.

Шины ведущих колес должны развивать наибольшую касательную силу тяги (95) за счет хорошего сцепления с почвой. Для этого протектор шин ведущих колес имеет развитые грунтозацепы. Для различных почвенных условий могут применяться шины с грунтозацепами разного рисунка. Помимо конфигурации почвозацепов и их глубины, имеет значение и расстояние между ними: слишком малое расстояние ухудшает самоочищаемость шины, способствует залипанию и повышает буксование, а слишком большое уменьшает площадь контакта шины с почвой и способствует увеличению буксования.

Площадь контакта шины с почвой без учета жесткости покрышки

$$F = \frac{G}{P_{\text{вн}}} \text{ см}^2, \quad (105)$$

где  $G$  — радиальная нагрузка на шину,  $\text{кг}$ ;  
 $P_{\text{вн}}$  — давление воздуха в шине,  $\text{кг}/\text{см}^2$ .

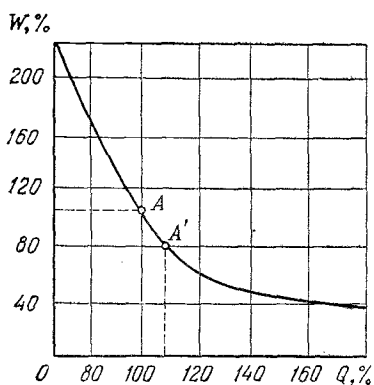


Рис. 273. График зависимости срока службы  $W$  шины от нагрузки  $Q$  (нормальная нагрузка и соответствующий ей срок службы шины приняты за 100% — точка  $A$ ).

При снижении давления воздуха в шинах уменьшается удельное давление шин на грунт, увеличивается число грунтозацепов, взаимодействующих с грунтом, и в результате снижается буксование и возрастает касательная сила тяги. Оптимальное давление в шине, соответствующее лучшим тяговым качествам, зависит также от состояния и обработки почвы. Так, наиболее высокие тяговые показатели для вспаханной почвы соответствуют внутреннему давлению воздуха в шинах не более  $0,8 \text{ кг/см}^2$ , а для стерни —  $0,9 \text{ кг/см}^2$ . Пониженное внутреннее давление в шине, помимо увеличения тяговой мощности трактора, улучшает его проходимость на рыхлых и влажных почвах, способствует меньшему разрушению структуры почвы, создает лучшую амортизацию при движении по неровностям поля.

Однако движение машины по твердому грунту или покрытию при пониженном давлении в шинах характеризуется увеличенным сопротивлением качению и сопровождается усиленным износом шин.

Для обеспечения нормального срока службы шин ведущие колеса выполняются большего диаметра и широкого профиля, внутреннее давление для них устанавливается в пределах  $0,8—1,4 \text{ кг/см}^2$ . Шина должна эксплуатироваться при нагрузках и давлениях, отвечающих установленным нормам. Большим нагрузкам соответствуют высокие внутренние давления, и наоборот. Так, для шины  $12—38''$  трактора МТЗ-50 при внутреннем давлении  $1,4 \text{ кг/см}^2$  допускается нагрузка  $1570 \text{ кг}$ , а при внутреннем давлении  $0,8 \text{ кг/см}^2$  только  $1130 \text{ кг}$ . Внутреннее давление должно быть отрегулировано в зависимости от условий работы в пределах допустимых нагрузок. Например, если для пахоты лучшим будет давление  $0,9—1,0 \text{ кг/см}^2$ , то на транспортных работах (твердый грунт или покрытие) его можно поднять до  $1,4 \text{ кг/см}^2$ . В равной мере изложенное относится и к автомобильным шинам.

Влияние нагрузки шин ( $Q\%$ ) на срок их службы ( $W\%$ ) показано на графике, изображенном на рисунке 273. Из графика следует, что перегрузка шины на  $10\%$  приводит к сокращению срока ее службы на  $20\%$  (точка  $A'$ ).

Направляющие колеса тракторов с колесной формулой  $4 \times 2$  снабжаются протектором с высокими продольными ребрами в центре беговой дорожки, позволяющими хорошо «держат» колею. Размеры направляющих колес определяются так же, как и для ведущих колес, радиальными нагрузками, создаваемыми частью веса трактора и его оборудования, приходящейся на них.

Давление в шинах направляющих колес устанавливается в пределах  $2,0—2,5 \text{ кг/см}^2$ . Тракторные шины ведущих и направляющих колес относятся к шинам низкого давления.

Шины автомобилей с постоянным давлением в зависимости от условий эксплуатации имеют внутреннее давление в пределах  $1,4—7 \text{ кг/см}^2$ .

**Маркировка шин.** Размеры шин указываются на их боковой поверхности.

Маркировка шин низкого давления следующая: первое число обозначает ширину  $B$  (рис. 274) профиля шины, а второе, указываемое

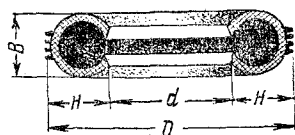


Рис. 274. Основные размеры шины.

после тире,— диаметр  $d$  обода колеса в дюймах. Например, марку 12—38" расшифровывают следующим образом: шина низкого давления с шириной профиля 12" и с внешним диаметром обода 38".

Между величинами  $d$ ,  $B$  и  $D$  существует зависимость

$$D = d + 2B, \quad (106)$$

где допускается, что высота профиля шины равна ее ширине,  $H = B$ .

Шины высокого давления маркируют двумя числами: первое обозначает внешний диаметр  $D$  покрышки, а второе — ширину  $B$  ее профиля в дюймах. Например, марка  $34 \times 7,0''$  означает, что шина высокого давления имеет внешний диаметр 34" и ширину профиля 7".

Для большинства шин размеры даются в дюймах. Некоторые шины имеют смешанное обозначение, где первое число — ширина профиля в миллиметрах, а второе — посадочный диаметр в дюймах, например 260—20 (ЗИЛ-130). Размеры арочных шин, описываемых ниже, указывают только в миллиметрах.

## § 5. ПОВЫШЕНИЕ ТЯГОВЫХ КАЧЕСТВ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

Как отмечалось в § 2 главы 36, тягово-сцепные качества тракторов и автомобилей с колесной формулой  $4 \times 2$  бывают недостаточными из-за повышенного буксования.

Для улучшения тягово-сцепных качеств колесных тракторов и автомобилей с одной ведущей осью существует ряд средств и способов.

Так, повышению проходимости автомобиля на плохих дорогах способствует применение специальных *арочных* шин. Арочная шина — бескамерная, в сечении имеет форму полуэллипса. Благодаря широкому профилю и небольшому внутреннему давлению ( $0,5—1,4 \text{ кг/см}^2$ ), а также развитым грунтозацепам такая шина обеспечивает хорошее сцепление с мягкой почвой при низком давлении на грунт. Арочные шины устанавливаются на части автомобилей ЗИЛ-130.

Сцепные качества колесных тракторов на влажных почвах могут быть повышены рядом мероприятий, которые можно разбить на две группы. В первую группу входят средства, увеличивающие сцепной вес трактора (балласт — чугунные грузы, жидкость, заливаемая в камеры шин, а также догрузжатели колес). Ко второй группе относятся средства, улучшающие взаимодействие ведущего аппарата с грунтом (полугусеничные ходы, решетчатые колеса и почвозацепы различных типов).

Действие догрузжателей ведущих колес заключается в следующем. Во время работы тракторного агрегата силы, действующие на прицепное или навесное орудие, частично воспринимаются ведущими колесами трактора. Перераспределяя нагрузки на ведущие колеса, обусловленные силовым воздействием орудия, можно регулировать сцепной вес трактора и тем самым уменьшать буксование. Рассмотрим это более подробно. Во время рабочего движения агрегата (рис. 275) на опорные колеса и рабочие органы, помимо собственного веса, действуют реакции почвы. Действие этих сил показано на схеме стрелками, причем реакции почвы на рабочие органы орудия представлены их результирующей силой  $R_{\text{рез}}$ . Положение верхней тяги 2 навесного устройства относительно вертикальной стойки 3 орудия можно изменять, присоединяя ее к кронштейну 1 в различных точках. При этом изменение положения тяги характеризуется углом  $\alpha$ . При перестановке тяги 2 из крайнего верхнего положения вниз мгновенный центр вращения навесного орудия перемещается из точки  $O_1$  в точку  $O_2$ , расположенную ближе к оси ведущих колес, что уменьшает момент от силы  $R_{\text{рез}}$ , воспринимаемый колесом 4, так как  $R_{\text{рез}}a_2 < R_{\text{рез}}a_1$ . Уменьшение угла  $\alpha$  наклона верхней тяги сопровождается снижением давления опорных колес 4 орудия на почву ( $R_{k_2} < R_{k_1}$ ), увели-

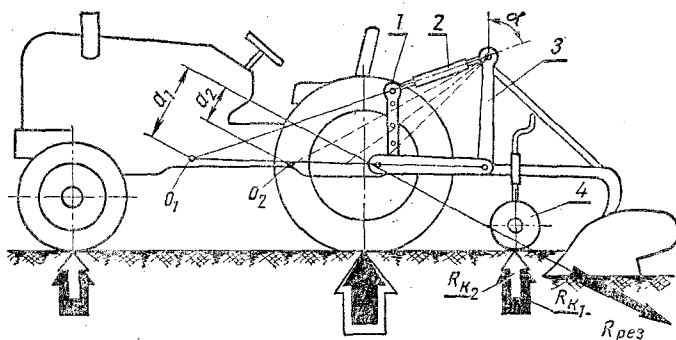


Рис. 275. Схема действия догрузителя ведущих колес:  
 1 — кронштейн с отверстиями для крепления переднего конца верхней тяги навесного устройства; 2 — верхняя тяга навесного устройства; 3 — вертикальная стойка орудия; 4 — опорное колесо навесного орудия.

чением реакции на задние колеса и уменьшением на передние (показано светлыми стрелками). Изложенный принцип увеличения сцепного веса используется на тракторах ЮМЗ-6М/6Л и Т-40.

Другой способ использования веса машины для увеличения нагрузки на ведущие колеса предусматривает применение гидравлической навесной системы. Поэтому соответствующее устройство получило название *гидроувеличителя сцепного веса*, или сокращенно ГСВ. Устройство ГСВ будет рассмотрено в § 5 главы 42 после ознакомления с конструкцией гидравлической навесной системы.

Повышение тягово-сцепных качеств трактора за счет улучшения взаимодействия движителей с грунтом достигается установкой полугусеничного хода, решетчатых уширителей колес и почвозацепов.

Полугусеничный ход представляет собой замкнутую гусеничную ленту с прикрепленными к ней металлическими почвозацепами, надеваемую на ведущее колесо и специально установленное на тракторе натяжное устройство.

Решетчатые уширители и откидные почвозацепы прикрепляются к диску ведущего колеса. Откидные почвозацепы более удобны, чем уширители колес, так как могут легко устанавливаться в нерабочее положение, что бывает необходимым при холостых переездах агрегата по дорогам. Решетчатые уширители колес дают лучший результат на рыхлых почвах, тогда как на плотных почвах более эффективны откидные почвозацепы.

Полугусеничный ход, откидные почвозацепы и решетчатые уширители колес следует применять в тех случаях, когда влажность почвы высока и догрузка балластом не дает заметного снижения буксования.

Более высокими и стабильными тягово-сцепными качествами обладают тракторы и автомобили с колесной формулой 4×4 (например, ЗИЛ-131, ГАЗ-66, ГАЗ-69, МТЗ-52, Т-40А).

## Глава 37

### РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

#### § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Рулевое управление предназначено для обеспечения направленного движения трактора (автомобиля).

Рулевое управление должно отвечать следующим основным требованиям:

обеспечивать правильную кинематику поворота и безопасность движения. Поворот колес должен происходить так, чтобы их качение по дорожному полотну не вызывало проскальзывания;

быть легким и удобным. Для этого усилие на рулевом колесе (усилие, которое необходимо приложить к ободу рулевого колеса, чтобы повернуть автомобиль или трактор) и угол его поворота должны быть ограниченными. Величина радиуса рулевого колеса для различных машин изменяется в весьма широких пределах: от 190 мм (легковые автомобили) до 275 мм (грузовые автомобили, тракторы и автобусы);

иметь простую конструкцию, высокую надежность и долговечность.

В зависимости от расположения рулевого колеса различают правое или левое рулевое управление. При правостороннем направлении движения транспорта по дорогам и улицам левое рулевое управление способствует созданию лучшей обзорности пути.

На автомобилях и тракторах применяются три основных способа изменения направления движения:

1) поворотом передних колес относительно неподвижной передней оси (рис. 276, а) — на универсальных тракторах, легковых и грузовых автомобилях;

2) поворотом вертикального вала переднего одинарного или сдвоенного колеса (276, б) — на трехколесных пропашных тракторах, например Т28Х4;

3) поворотом части остова трактора совместно с колесами относительно другой его части вокруг вертикального шарнира (рис. 276; в) — на тракторах-тягачах К-700, Т-150К и некоторых других.

По принципу действия рулевые управления подразделяются на *механические*, *механические с усилителем* и *гидравлические*.

Рулевое управление состоит из рулевого механизма 3 (рис. 277, а), преобразующего поворот рулевого колеса 1 в угловое перемещение рулевой сошки 2, и рулевого привода, связывающего сошку 2 с поворотными цапфами 8 управляемых колес (или с поворотными рычагами шарнирной полурамы).

По взаимному расположению рулевого колеса и рулевого механизма различают два типа рулевого управления: с *совмещенным* и *разделенным* рулевым колесом и рулевым механизмом. При совмещенном управлении ведущий элемент рулевого механизма, представляющий собой червячную, зубчатую или иную передачу, устанавливается на нижнем конце вала рулевого колеса (рис. 277, а, б, в), а при разделенном соединяется с ним через карданную передачу 11 (рис. 277, г). К первому типу относятся рулевые управления автомобилей ГАЗ-53А, ГАЗ-66, ГАЗ-21 «Волга», тракторов-тягачей, трактора Т-25, ко второму — автомобилей ЗИЛ-130, УАЗ-450 и тракторов МТЗ-50, МТЗ-52, Т-40, Т-40А, Т28Х4 и некоторых других.

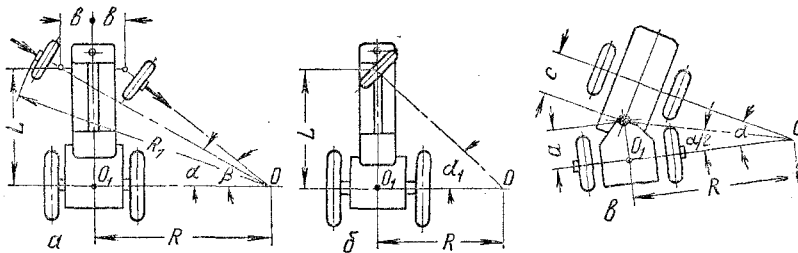


Рис. 276. Кинематика поворота колесных тракторов и автомобилей:

а — поворот передних колес относительно неподвижной передней оси; б — поворот вертикального вала одинарного (сдвоенного) переднего колеса; в — поворот части остова трактора совместно с колесами относительно другой его части.

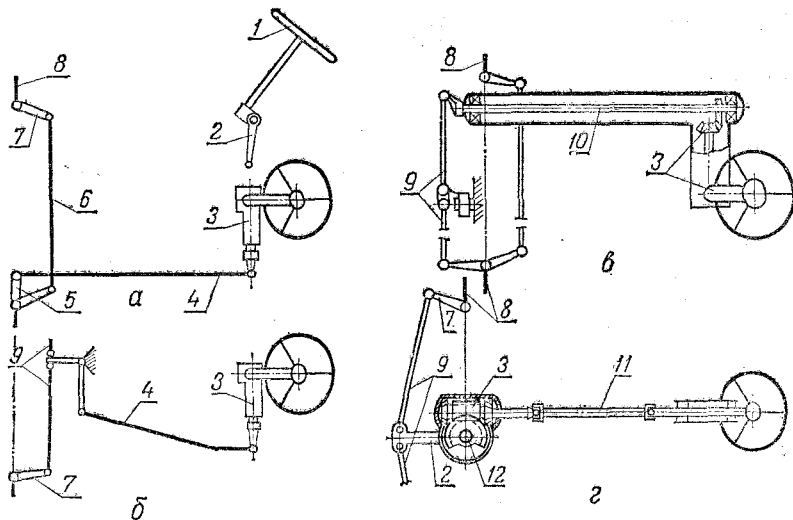


Рис. 277. Типы рулевых управлений:

*а* — рулевое управление с цельной трапецией и приводом к ней продольной тягой; *б* — рулевое управление с расчлененной трапецией и приводом к ней продольной тягой; *в* — рулевое управление с расчлененной трапецией и приводом сошкой, установленной на поворотном валу рулевого механизма; *г* — рулевое колесо; *д* — сошка; *е* — рулевой механизм; *ж* — продольная тяга; *з* — угловой поворотный рычаг; *и* — поперечная тяга (цельная); *к* — поворотный рычаг; *л* — цапфа колеса; *м* — поперечная тяга (расчлененная); *н* — продольный вал сошки; *о* — карданная передача; *п* — поворотный вал рулевого механизма.

Так, у автомобиля УАЗ-450 усилие от вала рулевого колеса к рулевому механизму (глобоидальный червяк — двухгребневой ролик) передается под углом через карданный шарнир и коническую пару шестерен. Такое усложнение вызвано тем, что кабина водителя установлена над двигателем.

В качестве рулевых механизмов используются передачи червяк — сектор (Урал-375Д, МАЗ-200, К-700, МТЗ-50, МТЗ-52, Т-40, Т40А, Т-28Х4), червяк — ролик (ГАЗ-53А, УАЗ-450, ГАЗ-21 «Волга», ГАЗ-66), винт — гайка (МАЗ-500, ЗИЛ-130, Т-25), конические шестерни (Т-16М).

Как наиболее надежные, компактные и позволяющие осуществлять регулировки для компенсации износов, возникающих в процессе эксплуатации, преимущественное распространение получили механизмы червячного типа.

По месту расположения рулевой трапеции относительно передней оси управляемых колес трактора (автомобиля) различают рулевые приводы с передним и задним расположением трапеции. Трапеция с передним расположением применена на автомобиле ГАЗ-21 «Волга», с задним — на автомобилях ГАЗ-53А, ЗИЛ-130, тракторах Т-40, МТЗ-50 и некоторых других.

Рычаги 5 и 7 поворотных цапф соединяются одной поперечной тягой 6 (рис. 277, *а*) или двумя шарнирами, соединенными между собой тягами (рис. 277, *б*, *в*, *г*). В первом случае трапецию называют *цельной*, во втором — *расчлененной*. Расчлененные трапеции применяются на легковых автомобилях, имеющих независимую подвеску управляемых колес, а также на колесных универсальных тракторах (например, МТЗ-50, Т-40). В рулевом управлении с цельной трапецией (рис. 277, *а*) привод к трапеции осуществляется продольной тягой 4. Привод к расчлененной трапеции может осуществляться продольной тягой 4 (рис. 277, *б*), продольным валом 10 сошки (рис. 277, *в*) или сошкой 2, установленной на поворотном валу 12 рулевого механизма (рис. 277, *г*).

## § 2. КИНЕМАТИКА ПОВОРОТА И РАДИУС ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПРОХОДИМОСТИ

Общим условием поворота является качение колес без скольжения, так как скольжение затрудняет поворот и ускоряет износ шин. Для этого необходимо, чтобы геометрические оси колес пересекались в мгновенном центре вращения — точке  $O$ , которая называется *центром поворота* (см. рис. 276). Во время поворота автомобиля вокруг точки  $O$  каждое колесо располагается в плоскости, касательной описываемой окружности, а радиус вращения перпендикулярен плоскости колеса. Расстояние от центра поворота  $O$  до середины заднего моста  $O_1$  называется *радиусом поворота*  $R$ . У трактора (автомобиля) с управляемыми колесами (см. рис. 276, а) передние колеса поворачиваются относительно остова и переднего моста, а их геометрические оси и радиус поворота  $R$  образуют с центром поворота  $O$  углы  $\alpha$  и  $\beta$ . Обозначим расстояние между осями шкворней  $2b$ , а расстояние между осями мостов, называемое базой, — через  $L$ . Соотношение между величинами  $b$ ,  $L$  и углами  $\alpha$  и  $\beta$  будет следующим:

$$\operatorname{ctg}\alpha - \operatorname{ctg}\beta = \frac{2b}{L}. \quad (107)$$

При конструировании автомобиля (трактора) привод к передним управляемым колесам стремятся выполнить так, чтобы они могли поворачиваться на углы, близкие к значениям теоретических углов  $\alpha$  и  $\beta$ , что достигается подбором угла наклона рулевых рычагов к продольной оси автомобиля, а также длины рулевых рычагов и поперечной тяги трапеции управления.

Радиус поворота

$$R = \frac{(\operatorname{ctg}\alpha + \operatorname{ctg}\beta)}{2} L. \quad (108)$$

В частном случае, когда  $\beta - \alpha = 0$ , то есть для сближенных колес или одинарного колеса (рис. 276 б), получим:

$$R = L \operatorname{ctg}\alpha_1. \quad (109)$$

При повороте трактора с шарнирной рамой (см. рис. 276, в) геометрические оси передних и задних колес образуют с центром поворота угол  $\alpha$ . Радиус поворота определится по формуле:

$$R = \frac{a}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \quad (110)$$

где  $a \approx c$  — расстояния от центра вертикального шарнира рамы до оси задних и передних колес.

Одним из показателей проходимости трактора служит *радиус горизонтальной проходимости*  $R_1$  — минимальный радиус окружности, описываемой наиболее удаленной точкой трактора от центра поворота. Радиус горизонтальной проходимости зависит от нагрузки на крюке трактора и применения тормозов.

## § 3. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Легкость управления в значительной мере зависит от того, насколько правильно выбрано передаточное число рулевого управления. Чем больше передаточное число рулевого управления, тем на меньший угол отклоняются управляемые колеса при полном повороте рулевого колеса и тем меньшее усилие требуется для поворота. Естественно, что чем больше нагрузка на передние колеса, тем большее усилие требуется для поворота управляемых колес. Следовательно, чем выше грузоподъемность автомобиля, тем передаточное число должно быть выше.

С возрастанием передаточного числа рулевого управления время на осуществление поворота увеличивается. Предельная величина передаточного числа определяется временем, необходимым для безопасного поворота при заданной скорости автомобиля.

Передаточное число рулевого управления есть отношение угла поворота рулевого колеса к углу поворота управляемых колес около шкворней поворотных цапф. Оно определяется как произведение передаточных чисел рулевого механизма  $i'_{\omega}$  и рулевого привода  $i''_{\omega}$ :

$$i_{\omega} = i'_{\omega} i''_{\omega}. \quad (111)$$

Передаточное число  $i_{\omega}$  легковых и грузовых автомобилей и тракторов колеблется в пределах 12—16, у трактора МТЗ-50 оно равно 15,2.

Хорошая маневренность автомобиля обеспечивается, если поворот управляемых колес на полный угол происходит за 1,0—1,75 оборота рулевого колеса в каждую сторону от среднего положения, соответствующего прямолинейному движению.

При повороте рулевого колеса поворачиваются цапфы управляемых колес и они изменяют направление движения. В результате отклонения колес от положения, занимаемого при прямолинейном движении, на них начинают действовать боковые реакции дороги (под углом к направлению движения), заставляющие остов поворачиваться относительно центра поворота  $O$  (см. рис. 276, а).

Для осуществления поворота колес к цапфе 8, связанной с продольной рулевой тягой 4 угловым рычагом 5, надо приложить момент  $M_{\Pi}$ , равный моменту сопротивления колес повороту, который складывается из момента сопротивления колес качению и момента сопротивления скольжению шин по опорной поверхности дороги. Усилие  $P_p$ , которое требуется приложить к рулевому колесу:

$$P_p = \frac{M_{\Pi}}{R_k i'_{\omega} i''_{\omega} \eta_{\Pi}}, \quad (112)$$

где  $i'_{\omega}$  — передаточное число рулевого механизма;  
 $i''_{\omega}$  — передаточное число рулевого привода;  
 $R_k$  — радиус рулевого колеса;  
 $\eta_{\Pi}$  — к.п.д. рулевого механизма (при передаче усилия от рулевого колеса к шкворне).

В случае, если запроектированные передаточные числа не обеспечивают требуемой легкости управления (по действующим нормам для тракторов усилие на рулевом колесе не должно превышать 3 кг), применяют специальные усилители.

Усилитель должен обеспечить усилие  $P_y$  с учетом силы  $P$ , которую водитель прикладывает к рулевому колесу при повороте управляемых колес на месте:

$$P_y = P_p - P. \quad (113)$$

На тракторах и автомобилях применяются гидравлические и пневматические усилители рулевого управления.

Гидравлические усилители получили наибольшее распространение, так как их размеры невелики, они хорошо поглощают ударные нагрузки, а время срабатывания не превышает 0,05 сек (у пневмоусилителя оно составляет 0,3—0,4 сек).

Гидравлические усилители питаются от отдельного насоса (ЗИЛ-130, ГАЗ-66, МТЗ-50) или от насоса гидравлической навесной системы (Т-40, Т-40А) через специальное устройство — разделительный клапан потока. По конструктивному оформлению различают гидравлические усилители, выполненные отдельно от рулевого механизма (ГАЗ-66, МАЗ-500, Урал-375Д, Урал-375) и встроенные в рулевой механизм (МТЗ-50,



МТЗ-52, Т-40, Т-40А, ЗИЛ-130). Усилители, встроенные в рулевой механизм, более компактны и надежны.

Пневматические усилители применяются на автомобилях большой грузоподъемности, оборудованных пневматическими системами торможения.

#### § 4. СТАБИЛИЗАЦИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС

Под стабилизацией управляемых колес подразумевается их способность автоматически сохранять положение, необходимое для прямолинейного движения автомобиля. Стабилизация колес автомобиля достигается при помощи поперечного и продольного наклона шкворней.

Поперечный наклон шкворня (рис. 278, а) определяется углом  $\beta$ , лежащим в поперечной плоскости автомобиля или трактора. Величина этого угла для автомобилей составляет 6—8°. При поперечном наклоне шкворней поворот колес сопровождается некоторым подъемом передней оси автомобиля, а под действием его веса колеса возвращаются в среднее положение, сохраняя устойчивость.

Продольный наклон шкворня (рис. 278, б) определяется углом  $\gamma$ , образованным линией, перпендикулярной плоскости качения колеса, и осью шкворня. В зависимости от установки передней оси угол  $\gamma$  находится в пределах от 0 до 8°. При повороте управляемых колес возникают центробежная и поперечная (от сил трения между шиной и дорогой в точках их касания) силы. При наличии продольного наклона шкворня поперечная сила создает момент, возвращающий эти колеса в исходное положение, облегчая тем самым управление.

Величина углов наклона шкворней определяется конструкцией цапф, кулаков и вилок передних осей и в процессе эксплуатации трактора или автомобиля не регулируется.

#### § 5. РАЗВАЛ И СХОЖДЕНИЕ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС

Для легкого поворота и качения управляемых колес без скольжения их устанавливают под некоторыми углами. Различают угол развала и схождение управляемых колес.

Угол развала колеса  $\alpha$  (рис. 278, а), лежащий в поперечной плоскости автомобиля, определяется установкой цапф колес с наклоном их шипов вниз. Развал передних колес уменьшает нагрузки на внешний подшипник колеса и улучшает управляемость. Величина угла развала колес достигает 2°.

Схождение управляемых колес определяется расстояниями А и Б (рис. 278, в) между серединами колес впереди и сзади (если смотреть на них сверху), причем  $A > B$ . Схождение колес обеспечивает правильное (параллельное) качение колес при наличии их развала, зазоров в шкворнях, тягах и подшипниках колес. Разница в размерах А и Б

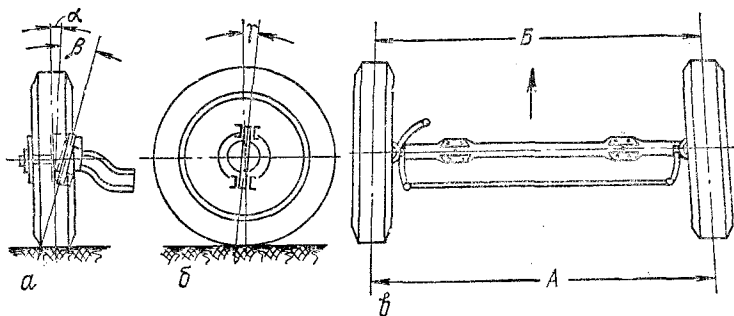


Рис. 278. Схемы установки передних колес и шкворней:  
а — развал колес и поперечный наклон шкворня; б — продольный наклон шкворня; в — схождение колес.

для различных конструкций находится в пределах 2—12 мм. Схождение колес проверяется специальным приспособлением и регулируется изменением длины поперечной рулевой тяги.

## Глава 38

# УСТРОЙСТВО ХОДОВОЙ ЧАСТИ И МЕХАНИЗМОВ УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

### § 1. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ И РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ ТРАКТОРА МТЗ-50

Остов трактора относится к типу полурамных. Он состоит из корпусов муфты сцепления, коробки передач, заднего моста и полурамы, соединенных между собой в одно целое болтами.

**Передний мост** (рис. 279) представляет собой трубчатую балку 2, в которую с обеих сторон вставлены выдвижные трубы 20 с наконечниками 3. В выдвижных трубах сделан ряд отверстий, расположенных через 50 мм, которые позволяют регулировать колею в пределах 1200—1800 мм. К наконечнику 3 болтами прикреплен кронштейн 19 поворотного кулака. Во втулках кронштейна 19 установлена поворотная цапфа колеса. Нагрузка, приходящаяся на передние колеса, восприни-

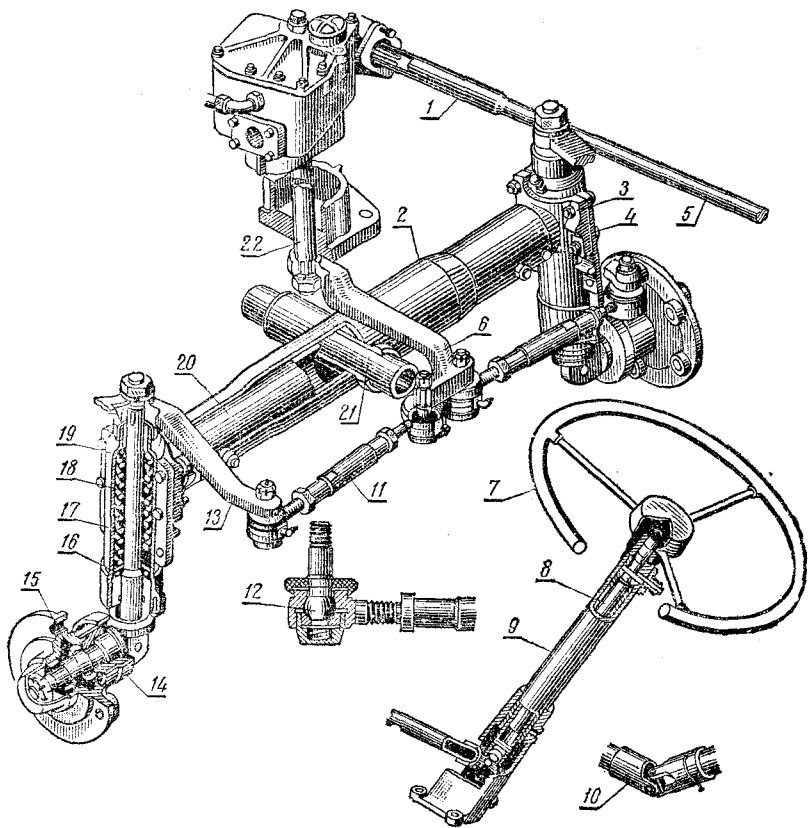


Рис. 279. Передний мост и рулевое управление трактора МТЗ-50:

1 — соединительная шлицевая втулка; 2 — трубчатая балка передней оси; 3 — наконечник; 4 — фланец стойки; 5 — промежуточный рулевой вал; 6 — центральный рулевой рычаг; 7 — рулевое колесо; 8 — рулевой вал; 9 — рулевая колонка; 10 — карданный шарнир рулевого вала; 11 — поперечная рулевая тяга; 12 — шаровой палец поперечной тяги; 13 — поворотный рулевой рычаг; 14 — ступица колеса; 15 — цапфа; 16 — упорный шарикоподшипник; 17 — шкворень; 18 — амортизирующая пружина; 19 — кронштейн поворотного кулака; 20 — выдвижная труба осей; 21 — палец передней оси; 22 — вертикальный поворотный вал.

маются упорными шарикоподшипниками 16 через амортизирующие пружины 18.

Направляющие колеса с своими ступицами 14 устанавливаются на цапфах в конических роликоподшипниках. Наружные обоймы подшипников помещены в расточках ступиц, а внутренние — на цапфах и фиксируются корончатой регулировочной гайкой со шплинтом. С наружной стороны подшипники защищены глухой крышкой, прикрепленной к ступице, а с внутренней — сальниковым уплотнением. К ступицам болтами крепятся диски колес с приваренными к ним ободами неразборного типа. Шины направляющих колес имеют размер 6,50—20.

Ведущие колеса трактора (рис. 280) имеют непрерывную регулировку колеи по схеме, приведенной на рисунке 268, а. Для получения колеи свыше 1600 мм нужно дополнительно переставить колеса с одной стороны на другую и установить диски выпуклостью внутрь.

Диск 4 колеса прикреплен к ступице 6 болтами, а обод 3 приварен к диску. Для увеличения сцепного веса предусматриваются съемные чугунные грузы 5, прикрепляемые к дискам болтами. Размер основных шин 12—38". Могут также применяться шины 9—42" (для узких междурядий) и широкие шины — 15—30" (для влажных почв).

**Рулевое управление** — разделенного типа (см. рис. 277, г), расчлененная трапеция приводится в действие от сошки поворотного вала рулевого механизма.

Рулевой механизм, состоящий из червяка 9 (рис. 281, а, б), сектора 18, поворотного вала 12, снабжен гидроусилителем. Гидроусилитель имеет насос 29, распределитель и силовой цилиндр 27. Насос 29 маслопроводами соединен с масляным резервуаром, которым служит корпус 19 гидроусилителя, распределителя и силового цилиндра. Насос шестеренчатого типа, установлен на двигателе и приводится во вращение от шестерен распределения. Его конструкция подобна насосам гидравлических навесных систем (см. § 2 главы 41).

На шлицах поворотного вала 12 установлены и закреплены гайками сектор 18 и сошка 24. Опорами поворотного вала служат три втулки: верхняя 17 в крышке 20, средняя 11 и нижняя (на рисунке не показана) в корпусе 19. Сектор 18 находится в зацеплении с червяком 9 и рейкой 25, которая пальцем соединена со штоком 26 силового цилиндра 27. В корпусе 3 распределителя установлена регулировочная втулка 8, в которой может перемещаться в осевом направлении червяк с двумя радиальными шарикоподшипниками 7 и 10 и укрепленным на его хвостовике золотником 21. Перемещение пары червяк — золотник позволяет устанавливать золотник в одно из двух рабочих положений, соответствующее повороту колес вправо или влево.

Золотник помещен в корпусе 3, прикрепленном болтами к корпусу 19 усилителя. По обеим сторонам золотника установлены упорные шарикоподшипники 6, затянутые сферической гайкой 5 червяка. При перемещениях червяка с золотником радиальные и упорные шарикопод-

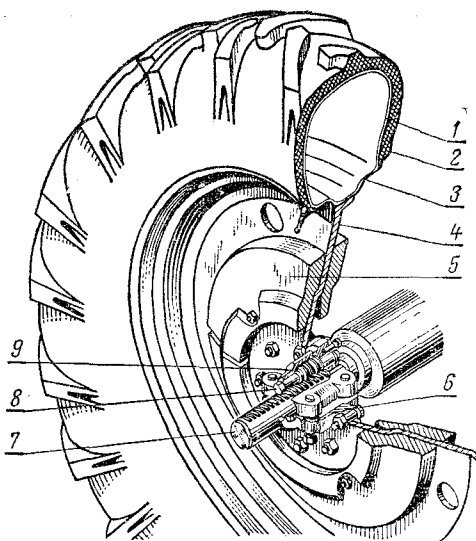


Рис. 280. Ведущее колесо трактора МТЗ-50:  
1 — камера; 2 — покрышка; 3 — обод; 4 — диск;  
5 — съемный груз; 6 — ступица колеса; 7 — полу-  
ось трактора; 8 — червяк; 9 — вкладыш.

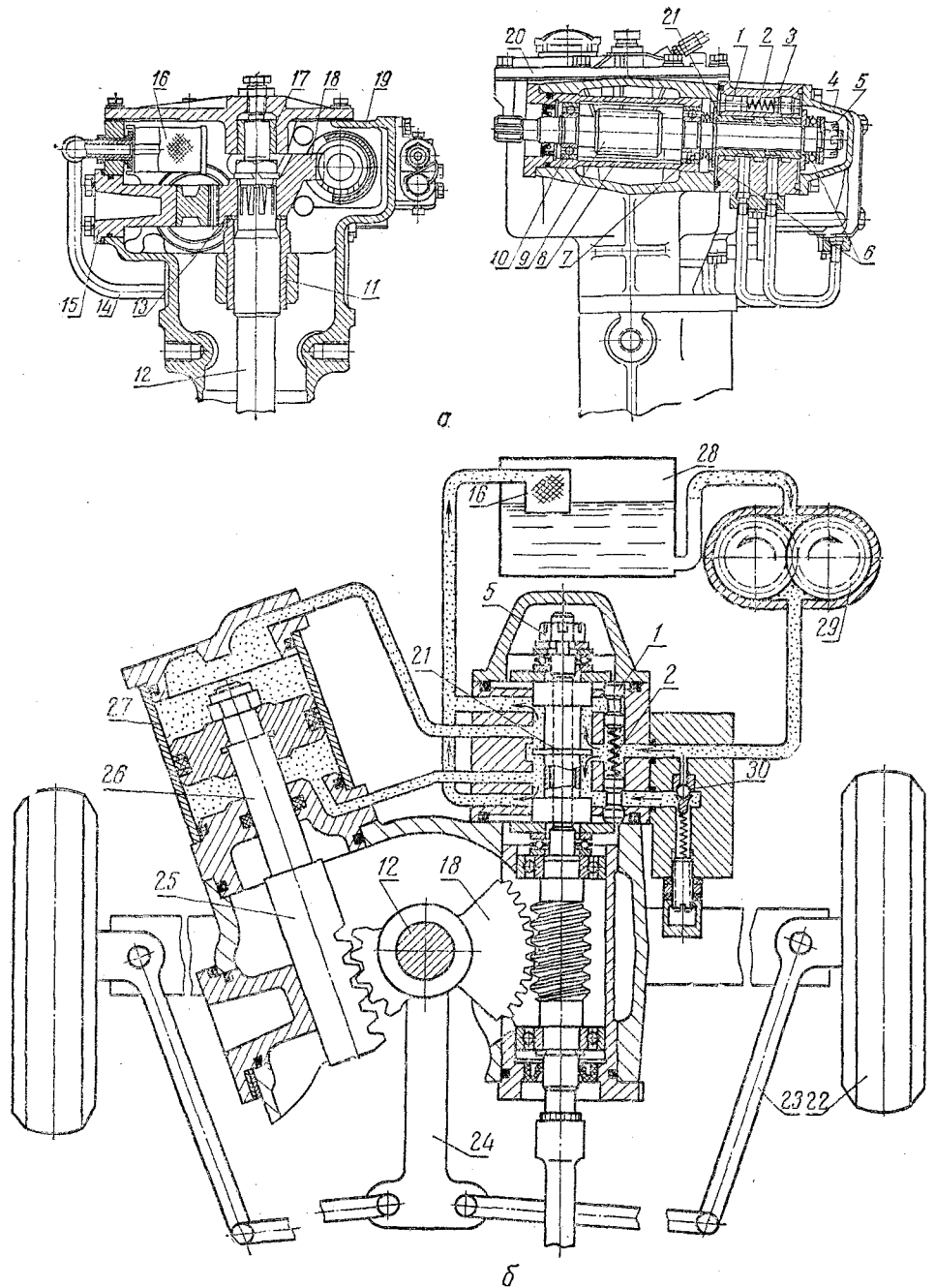


Рис. 281. Гидроусилитель рулевого управления тракторов МТЗ-50 и МТЗ-52:

а — устройство; б — схема работы: 1 — ползун; 2 — пружина; 3 — корпус распределителя; 4 — крышка; 5 — сферическая гайка; 6 — упорные шарикоподшипники; 7, 10 — радиальные шарикоподшипники; 8 — регулировочная втулка; 9 — червяк; 11, 17 — втулки поворотного вала; 12 — поворотный вал; 13 — опорная шайба; 14 — сливной маслопровод; 15 — упор; 16 — фильтр; 18 — сектор; 19 — корпус усилителя; 20 — крышка; 21 — золотник; 22 — управляемое колесо; 23 — рулевая трапеция; 24 — сошка; 25 — рейка; 26 — шток; 27 — силовой цилиндр; 28 — масляный бак; 29 — насос; 30 — предохранительный клапан.

шипники позволяют им свободно вращаться вокруг общей оси. В сверлениях корпуса распределителя помещены на равных расстояниях по окружности три пары ползунов 1 с распорными пружинами 2. Каждая пара ползунов упирается во внутреннюю обойму упорного шарикоподшипника 6 и, кроме того, в корпус 3 распределителя с одной стороны и крышку 4 распределителя — с другой.

Затягивая сферическую гайку 5, действующую на внутренние обоймы упорных шарикоподшипников 6, предварительно сжимают пружины ползунов. Включение гидравлического усилителя происходит тогда, когда осевое усилие на червяке обеспечит сжатие пружин ползунов и золотник займет одно из рабочих положений. Если усилия на червяке нет или оно недостаточно для сжатия пружин ползунов (например, при малых сопротивлениях повороту колес), то пружины удерживают золотник в среднем (как показано на схеме), *нейтральном* положении, в результате чего гидроусилитель остается невключенным. В этом случае между рулевым колесом и направляющими колесами осуществляется только механическая связь. Поток масла от нагнетательной полости насоса проходит через распределитель, масло сливается в корпус усилителя (на схеме он изображен условно в виде бака 28) и далее поступает к всасывающей полости насоса.

При больших сопротивлениях повороту на червяк действует усилие, превышающее усилие предварительного сжатия пружин, центрирующих золотник, поэтому внутренние шайбы упорных подшипников перемещают золотник в осевом направлении и поток масла, пройдя по каналам распределителя, направляется в одну из полостей силового цилиндра. Давление масла в цилиндре перемещает поршень со штоком 26 и рейкой 25, далее усилие передается через сектор 18, поворотный вал и сошку 24 на рулевую трапецию 23 и управляемые колеса 22. Упор 15 служит для регулирования зацепления рейки с сектором, что достигается изменением толщины прокладок под его фланцем.

В корпусе усилителя помещен фильтр 16 для очистки масла, сливающегося из системы гидроусилителя. В крышке распределителя расположен предохранительный шариковый клапан 30, не позволяющий давлению в системе превысить 80 кг/см<sup>2</sup>.

## § 2. ПЕРЕДНИЙ ВЕДУЩИЙ МОСТ ТРАКТОРА МТЗ-52

Трактор МТЗ-52 отличается от трактора МТЗ-50 устройством переднего моста, который является ведущим, и привода к нему. Привод к переднему мосту осуществлен по следующей схеме: от коробки передач крутящий момент передается на раздаточную коробку с муфтой свободного хода (см. § 9 главы 33), а от нее через карданную передачу (по типу ГАЗ-69) с промежуточной опорой — к переднему ведущему мосту.

Передний мост сконструирован так, что его дорожный просвет и пределы регулировки колеи такие же, как у трактора МТЗ-50; поэтому трактор МТЗ-52 сохраняет все преимущества универсального трактора.

Передний ведущий мост состоит из главной передачи, самоблокирующегося дифференциала и конечных передач. Главная передача — коническая, ее шестерни 26 (рис. 282) и 32 выполнены со спиральным зубом. Ведущая шестерня 26 установлена в конических роликоподшипниках в стакане 21, прикрепленном к корпусу 27 переднего моста болтами. Роликоподшипники регулируются прокладками, размещенными между распорной втулкой 22 и задним подшипником. На шлицевом конце вала шестерни 26 укреплен фланец переднего карданного шарнира; фланец и стакан уплотнены сальником. Ведомая шестерня 32 главной передачи прикреплена к одной из половин корпуса 31 дифференциала болтами. Зацепление шестерен 26 и 32 регулируется прокладками, помещенными

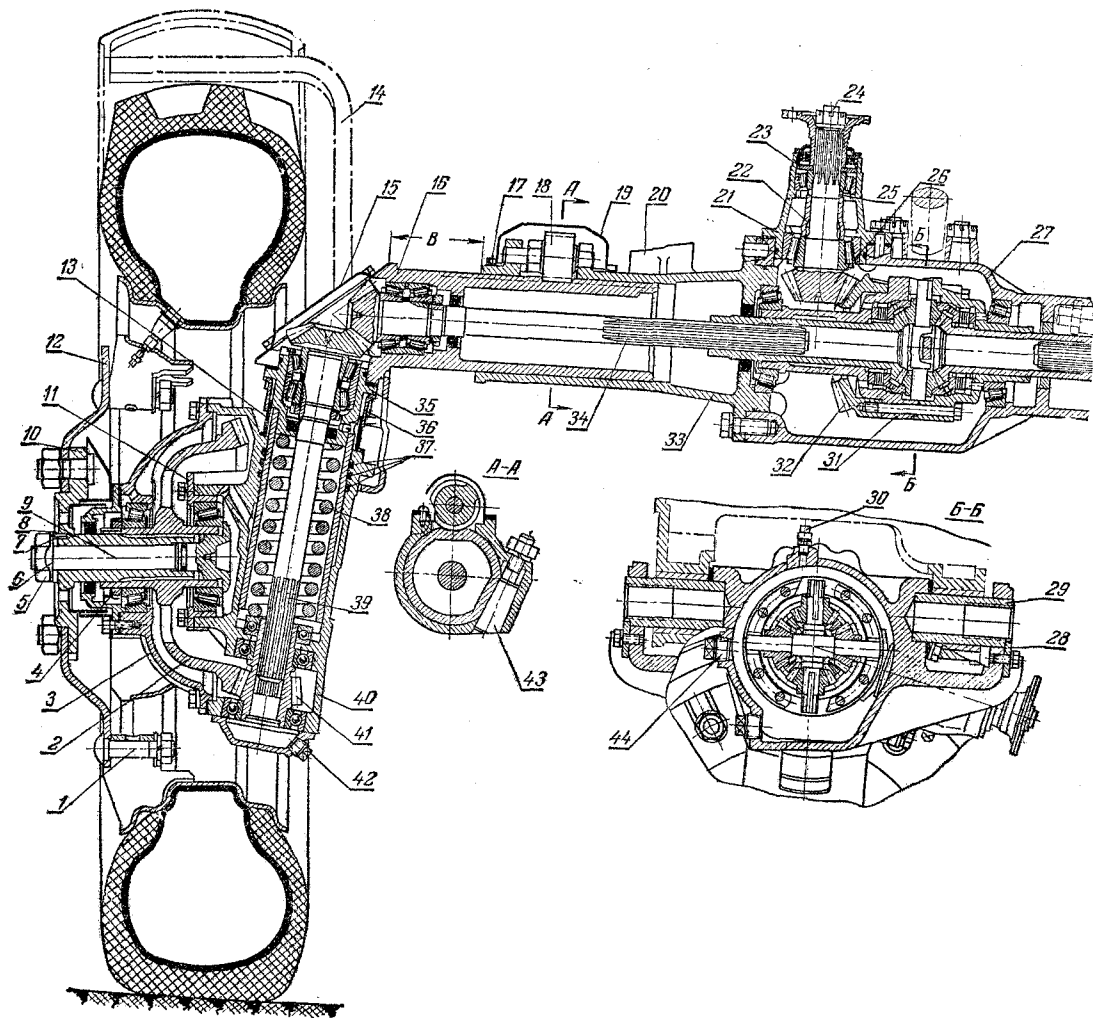


Рис. 282. Передний мост трактора МТЗ-52:

1 — болт крепления диска колеса к ободу; 2, 41 — ведомая и ведущая шестерни второй ступени конечной передачи; 3 — крышка корпуса конечной передачи; 4, 5, 24 — гайки; 6, 8, 25 — шайбы; 7 — штифт; 9 — стяжной регулировочный болт; 10 — фланец диска; 11 — стакан подшипника; 12 — диск переднего колеса; 13 — внутренний кожух лабиринтного уплотнения; 14 — кронштейн крыла; 15 — крышка; 16 — корпус первой ступени конечной передачи; 17 — винт; 18 — винт изменения колес; 19 — защитный кожух; 20 — ограничительные упоры — ребра; 21 — стакан ведущей шестерни; 22 — распорная втулка; 23 — маслосгонная шайба; 26, 32 — ведущая и ведомая шестерни главной передачи; 27 — корпус переднего моста; 28 — стопорная планка; 29 — шип; 30 — сапун; 31 — корпус дифференциала; 33 — крышка корпуса переднего моста; 34 — полуось с ведущей шестерней первой ступени конечной передачи; 35 — фланец трубы; 36 — наружный кожух; 37 — резиновые уплотнительные кольца; 38 — пружина подвески; 39 — вертикальный вал с ведомой шестерней первой ступени конечной передачи; 40 — корпус конечной передачи; 42, 44 — пробки; 43 — клиновидный болт.

между фланцем стакана 21 и корпусом 27 переднего моста. Описание дифференциала дано в § 3 главы 35.

Конечные передачи двухступенчатые, с коническими шестернями, помещаются в корпусах 16 и 40 с крышками 15 и 3.

Первая ступень конечных передач состоит из полуоси 34 с ведущей конической шестерней и вертикального вала 39 с ведомой конической шестерней. Полуось 34 опирается на два конических роликоподшипника, размещенных в расточке корпуса 16, и своим шлицевым концом соединяется с полуосевой шестерней дифференциала. Вертикальный вал 39 установлен на двух конических роликоподшипниках, сидящих во фланце 35 трубы, помещенной в корпус 40 конечной передачи. Вал 39 шлицами соединяется внизу с ведущей конической шестерней 41 второй ступени. Шестерня 41 установлена в двух шарикоподшипниках, размещенных в корпусе 40. Ведомая коническая шестерня 2 второй ступени установлена в стакане 11 корпуса конечной передачи и в крышке 3 на конических роликоподшипниках. В ступице шестерни 2 на шлицах сидит хвостовик фланца 10 диска колеса. Ступица, хвостовик и внутренние обоймы подшипников затянуты стяжным и регулировочным болтом 9. К фланцу 10 прикреплен болтами диск 12 переднего колеса.

Фланец 35 трубы опирается на корпус 40 через цилиндрическую пружину 38 подвески, установленную внизу на упорном шарикоподшипнике, что обеспечивает независимое подрессоривание переднего моста. Зацепление конических шестерен первой ступени регулируют прокладками, а второй ступени — болтом 9 с гайкой 5.

К корпусам конечных передач прикреплены поворотные рычаги тяг трапеции управления.

Обод колеса — неразборного типа, он прикрепляется проушинами к диску 12 колеса. На ободах монтируются пневматические шины размера 8—20" с грунтозацепами.

Устройство задних ведущих колес трактора МТЗ-52 такое же, как у трактора МТЗ-50 (см. рис. 280).

### § 3. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ И РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ ТРАКТОРА Т-40

**Остов** трактора полурамный, состоит из корпусов заднего моста, муфты сцепления и полурамы, соединенных болтами.

**Передний мост** (рис. 283) представляет собой телескопическую трубчатую балку 12, соединенную через кронштейн с проушинами переднего бруса. Ось качания 30 закреплена в кронштейне клином 11 пальца и проворачивается во втулках, запрессованных в проушинах переднего бруса рамы. В разрезные концы оси помещены кронштейны 15 колес и застопорены накладками. Кронштейн удерживается от осевого перемещения штифтом. Накладка 9 охватывает часть трубы и крепится к ней хомутами 14. Во внутренней трубе кронштейна сделано четыре отверстия для регулировки колеи в пределах 1260—1815 мм. В кронштейне в двух втулках вращается вал 2 осевой цапфы, имеющий внизу фланец крепления цапфы колеса. Вал 2 через упорный шарикоподшипник 4 опирается на пружину 6. Поворотные рычаги 8 шарнирно соединены через поперечную тягу с сошкой рулевого управления. Стержень вставляется в полую тягу и крепится пальцем, резьбовой конец стержня ввертывается в наконечник 23 и закрепляется гайкой 32. Шарнирные соединения рычагов с тягами защищены резиновым чехлом 17, уплотненным пружинными кольцами.

Направляющие колеса крепятся цапфами к фланцу вала 2 при помощи четырех болтов. Колесо состоит из чугунной ступицы, установленной на цапфе в двух конических роликоподшипниках. На ступицу надет и зажат двумя накладками обод с пневматической шиной 6,5—16" или 8—20". Подшипники защищены с внутренней стороны

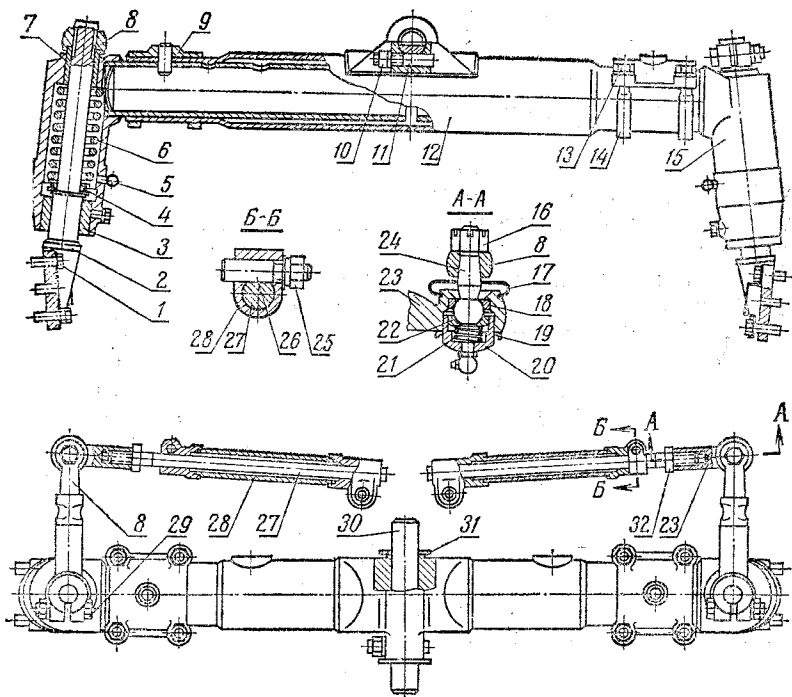


Рис. 283. Передний мост трактора Т-40:

1 — болт; 2 — вал осевой цапфы; 3, 7 — втулки; 4 — подшипник упорный; 5 — масленка; 6, 21 — пружины; 8 — поворотный рычаг; 9 — накладка; 10, 13, 16, 25, 32 — гайки; 11 — клин пальца; 12 — балка; 14 — хомут; 15 — кронштейн переднего колеса; 17 — чехол; 18, 22 — сферические шайбы; 19 — стопорная шайба; 20 — пробка; 23 — наконечник стержня; 24 — шаровой палец; 26 — конусный палец; 27 — стержень рулевых тяг; 28 — рулевая тяга; 29 — болт; 30 — ось; 31 — шайба пальца.

уплотнением (войлочный и каркасный сальники) и снаружи — глухой крышкой.

Ведущие колеса трактора имеют регулировку колеи по схеме, изображенной на рисунке 268, б, поэтому диск прикрепляется к стойкам обода болтами.

Для увеличения сцепного веса трактора на диски колес навешивают по четыре груза, весом 20 кг каждый. Размер основных шин — 11—38", для работы в узких междурядьях можно применять шины 9—42".

Рулевое управление оборудовано гидравлическим усилителем, объединенным с рулевым механизмом.

Рулевой механизм, состоящий из пары винт — гайка, и его корпус служат одновременно поршнем и цилиндром гидроусилителя. Привод от рулевого колеса к рулевому механизму раздельный, осуществляется через карданную передачу (см. рис. 277, г), трапеция управления имеет расчлененные поперечные тяги 28 (рис. 283).

Подача масла к гидроусилителю осуществляется от шестеренчатого насоса гидравлической навесной системы трактора. Поток масла, подаваемый насосом 28 (рис. 284, а, б) гидросистемы, идет в двух направлениях: к раздельно-агрегатной гидросистеме и к гидроусилителю. Такое деление потока происходит благодаря клапану потока 27, установленному на корпусе насоса.

В корпусе 6 гидроусилителя помещен поршень-рейка 7 со сквозным отверстием для винта 14. На винт с трапецидальной резьбой накручены гайки 2 и 8, зафиксированные от поворота штифтами.

Для распределения потока масла установлены два золотника 21 и пружина 22, которая прижимает золотники к хвостовикам регулировочных винтов 20. Винт гидроусилителя 14 вращается в отверстии задней



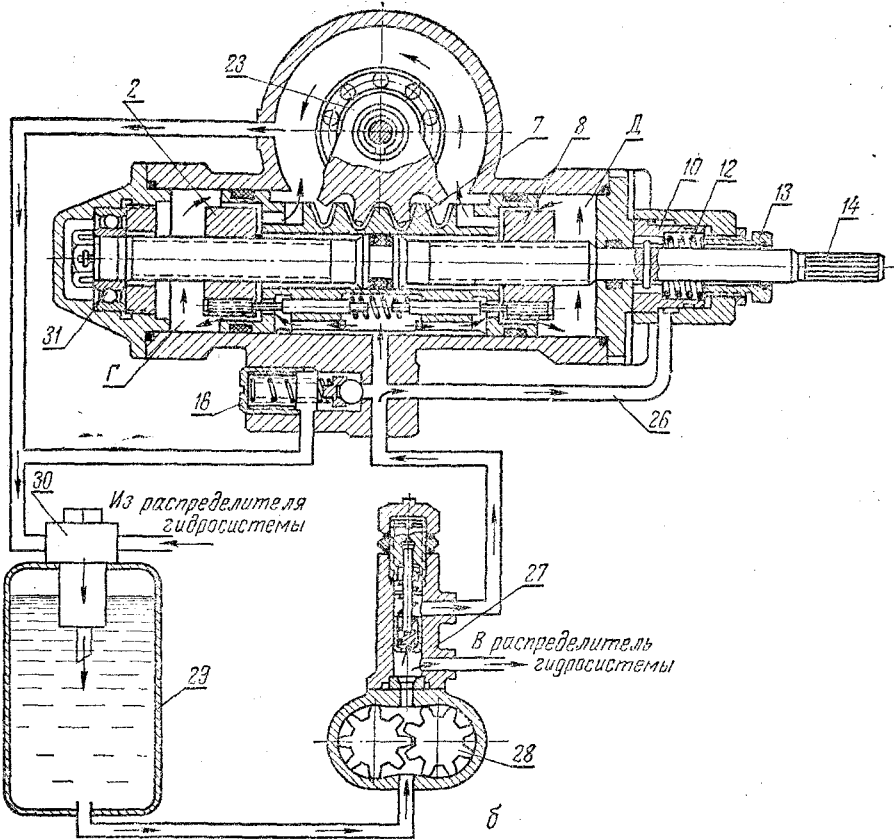
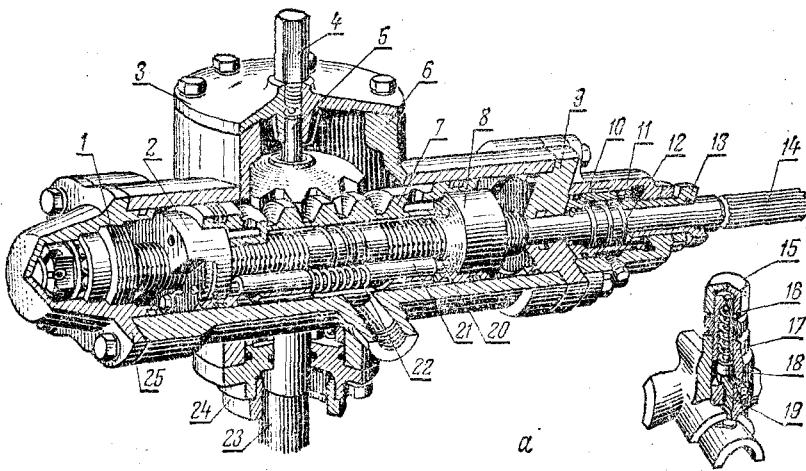


Рис. 284. Гидроусилитель рулевого управления тракторов Т-40 и Т-40А:

а — устройство; б — схема работы: 1 — гайка подшипника; 2 — передняя гайка; 3 — крышка корпуса; 4 — гайка-коллачок; 5 — регулировочный винт; 6 — корпус гидроусилителя; 7 — поршень-рейка; 8 — задняя гайка; 9 — задняя крышка; 10 — поршень имитатора; 11 — корпус имитатора; 12 — пружина имитатора; 13 — винт пружины; 14 — винт; 15 — колпачок предохранительного клапана; 16 — регулировочный винт клапана; 17 — пружина клапана; 18 — направляющая клапана; 19 — гнездо клапана; 20 — винт золотника; 21 — золотник; 22 — пружина золотника; 23 — вал рулевой сошки с сектором; 24 — труба рулевого управления; 25 — передняя крышка; 26 — трубка имитатора; 27 — клапан деления потока гидросистемы; 28 — масляный насос; 29 — масляный бак гидросистемы; 30 — фильтр; 31 — шарикоподшипник; Г — передняя рабочая полость; Д — задняя рабочая полость.

крышки 9 и в шарикоподшипнике 31, удерживающем винт от осевого перемещения. На винте подшипник закреплен гайкой со шплинтом, а в крышке 9 — гайкой с фиксирующим винтом. На поршне-рейке 7 нарезаны три зуба, которые входят в зацепление с зубьями сектора вала 23.

Регулировка зазора в зацеплении сектора с поршнем осуществляется регулировочным винтом 5 с гайкой-колпачком 4. Вал 23 сошки с сектором помещен в шарикоподшипнике и в двухрядном сферическом подшипнике.

Для получения на рулевом колесе усилия, пропорционального сопротивлению колес повороту, служит имитатор, подключенный к гидроусилителю трубкой 26. Имитатор установлен на задней крышке 9 и состоит из корпуса 11, пружины 12, поршня 10 и регулировочного винта 13. Поршень 10 поворачивается вместе с валом и благодаря его трению о заднюю крышку создается сопротивление повороту. Усилие пружины 12 регулируется винтом 13. При возрастании сопротивления повороту увеличивается давление масла в нагнетающей полости гидроусилителя над поршнем 10, и он давит на крышку, отчего сопротивление на рулевом колесе повышается.

Клапан деления потока 27 состоит из корпуса с золотником, имеющим дроссельное отверстие. Отверстие позволяет перепускать к гидроусилителю масло в количестве, необходимом для его работы (8—12 л/мин). При повышении давления в гидроусилителе золотник опускается и уменьшает проходное сечение, сообщающее клапан и навесную систему, а при увеличении давления в навесной системе происходит обратное явление: перемещаясь вверх, клапан дросселирует проход масла к гидроусилителю. При одновременной работе гидроусилителя и навесной системы клапан занимает среднее положение, как и в том случае, когда нагрузки нет.

Работа гидроусилителя происходит следующим образом. При вращении рулевого колеса, например влево, передняя гайка 2 приближается к поршню 7 и перекрывает сливное отверстие в нем. Задняя гайка 8 отходит от поршня 7, а вместе с ней и золотник, который закрывает выход в заднюю полость Д. Поршень 7 перемещается назад под действием масла, поступающего от клапана деления потока 27 в переднюю полость Г. Одновременно масло, находящееся в задней полости Д, вытесняется через отверстие в поршне 7 в сливную полость гидроусилителя.

Когда рулевое колесо перестают поворачивать, вал гидроусилителя также прекращает вращаться и поршень давлением масла устанавливается в нейтральном положении.

При нейтральном положении поршня 7 масло, минуя золотники 21, проходит в переднюю Г и заднюю Д рабочие полости гидроусилителя и далее по сверлению в поршне поступает на слив, пройдя фильтр 30 бака 29. Работа гидроусилителя при повороте трактора вправо происходит аналогичным образом.

Перемещение поршня гидроусилителя в ту или иную сторону вызывает поворот вала 23 сошки, передаваемый далее на трапецию рулевого управления и передние колеса.

#### § 4. ПЕРЕДНИЙ ВЕДУЩИЙ МОСТ ТРАКТОРА Т-40А

Трактор Т-40А в отличие от трактора Т-40 имеет передний ведущий мост. Так же как у трактора МТЗ-52, его передние ведущие (управляемые) колеса меньшего диаметра, чем задние.

Привод переднего моста состоит из раздаточной коробки и карданной передачи. Шестерня 14 (рис. 285) раздаточной коробки приводится во вращение от вторичного вала 15 коробки передач и через промежуточный вал 13 передает крутящий момент главной передаче, состоящей из пары конических шестерен 12 и 7 со спиральным зубом. От главной

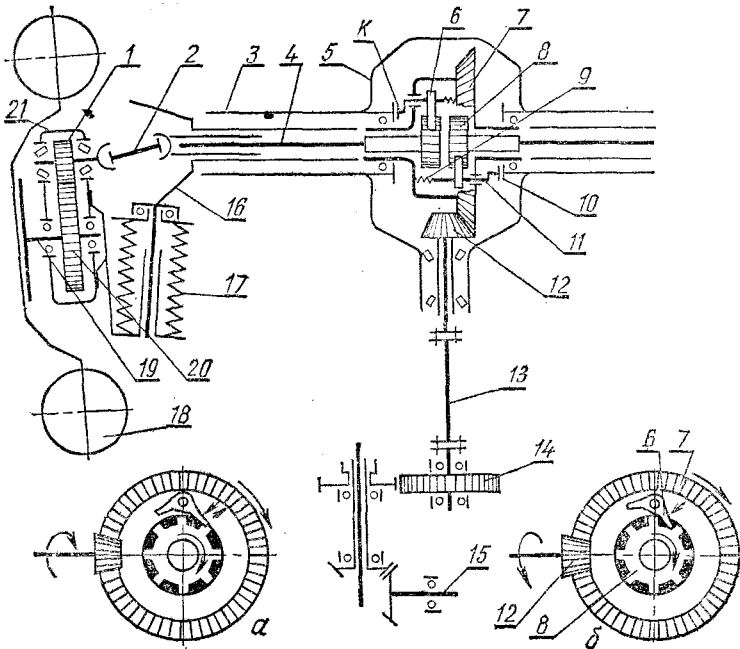


Рис. 285. Схема переднего ведущего моста трактора Т-40А:

*a* — передний мост выключен; *б* — передний мост включен; 1 — ведущая шестерня; 2 — двойная вилка карданного шарнира; 3 — рукав; 4 — полуось; 5 — корпус переднего моста; 6 — собачка; 7 — ведомая коническая шестерня; 8 — шлицевые обоймы полуосей; 9 — пружина оси собачки; 10 — тормозная шайба; 11 — ось собачки; 12 — ведущая коническая шестерня главной передачи; 13 — промежуточный вал; 14 — шестерня раздаточной коробки; 15 — вторичный вал коробки передач; 16 — подвижной кронштейн; 17 — подвеска переднего колеса; 18 — колесо; 19 — ось колеса; 20 — ведомая шестерня конечной передачи; 21 — корпус конечной передачи; К — упор оси собачки.

передачи через дифференциал, представляющий собой двоящую муфту двойного действия с храповым механизмом, крутящий момент передается к полуосям 4 и далее через карданные шарниры 2 к конечным передачам трактора, которые включают в себя пару цилиндрических шестерен 1 и 20.

Обгонная муфта состоит из двух внутренних шлицевых обойм 8 и собачек 6, закрепленных шпонками на осях 11. Оси 11 собачек помещаются в отверстия корпуса дифференциала. Когда ведомая шестерня 7 вращается, собачки 6 вводят в зацепление с внутренними шлицевыми обоймами 8 силой трения, возникающей между поверхностями тормозных шайб 10 и специальными упорами К осей 11 собачек. Для достижения требуемой силы трения оси поджимаются к тормозным шайбам пружинами 9.

Когда буксование задних колес меньше 4%, обоймы 8 полуосей обгоняют ведомую шестерню 7, собачки не могут войти в зацепление с обоймами и перемещаются по их зубьям. Передний мост остается отключенным. Когда буксование задних ведущих колес достигает 4%, скорость движения трактора, а вместе с тем обороты передних колес уменьшаются настолько, что угловые скорости обойм 8 и шестерни 7 выравниваются и собачки входят в зацепление с обоймами — крутящий момент через полуоси, карданные шарниры и конечные передачи передается колесам.

При уменьшении буксования передних колес обоймы вновь начинают вращаться быстрее ведомой шестерни, собачки выходят из зацепления с обоймами и передний мост автоматически отключается.

§ 5. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ И РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЕЙ  
ГАЗ-53А И ЗИЛ-130

Рамы автомобилей ГАЗ-53А и ЗИЛ-130 сходны по конструкции: они состоят из двух продольных балок (лонжеронов), связанных между собой пятью (ЗИЛ-130) или семью (ГАЗ-53А) штампованными поперечинами при помощи заклепочного соединения. Для прочности и легкости лонжероны изготавливают из малоуглеродистой листовой стали переменного сечения.

Подвески автомобилей ГАЗ-53А и ЗИЛ-130 выполнены зависимыми на полуэллиптических рессорах, расположенных вдоль рамы автомобиля. Основное отличие передней подвески от задней у этих автомобилей заключается в том, что передняя подвеска имеет одинарную рессору и гидравлический амортизатор, тогда как задняя подвеска выполнена с парной (дополнительной) рессорой, без амортизатора.

**Передняя подвеска автомобиля ЗИЛ-130** (рис. 286). Основной ее элемент — рессора 14, набранная из одиннадцати листов кремнистой стали, подвергнутой упрочняющей (дробеструйной) обработке. Специальные выемки на листах предупреждают их сдвиг в продольном и поперечном направлениях. В средней части рессора опирается на балку 12 передней оси и закрепляется стремлянками 3, проходящими через сверления в балке. Концы рессор присоединяются к литым кронштейнам 1 и 8, прикрепленным к раме 9 автомобиля. Для соединения рессоры с передним кронштейном 1 предусмотрено съемное ушко 18, прикрепленное к рессоре стремлянкой 15. Ушко имеет втулку, в которую входит стальной палец кронштейна 1. Для смазки втулки и пальца предусмотрена масленка 2.

Задний конец рессоры помещен в проушину кронштейна 8 и опирается на сухарь: при прогибе рессора может свободно перемещаться по сухарю. Резиновые буферы 4 и 7 ограничивают прогиб рессоры и смягчают удары рессоры о раму при сильных толчках.

**Передняя подвеска автомобиля ГАЗ-53А** имеет некоторые конструктивные отличия от рассмотренной выше. Ее рессора набрана из двенадцати стальных листов. Продольное перемещение рессоры при прогибах происходит также в направлении ее заднего конца, однако соединение обоих концов рессоры с кронштейнами рамы иное. Отличие заключается в том, что верхние (коренные) листы рессоры имеют штампованные чашки, служащие опорами резиновых подушек, помещенных в кронштейнах. Передний кронштейн снабжен тремя резиновыми подушками: передней, верхней и нижней. Передняя подушка воспринимает усилия, передаваемые раме в продольном направлении. Задний кронштейн имеет только верхнюю и нижнюю подушки. Единственный резиновый буфер размещен на рессоре.

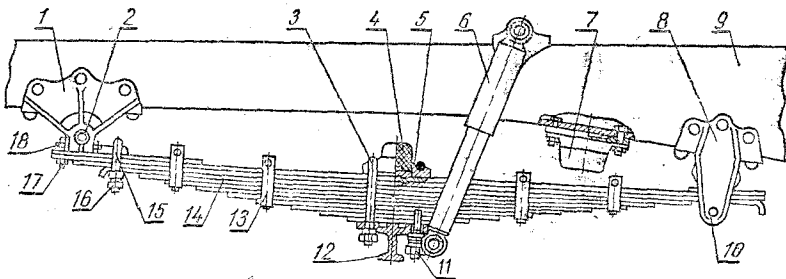


Рис. 286. Передняя подвеска автомобиля ЗИЛ-130:

- 1, 8 — кронштейны; 2 — масленка; 3, 15 — стремлянки; 4, 7 — буферы; 5 — накладка;  
6 — амортизатор; 9 — рама автомобиля; 10, 17 — болты; 11, 16 — гайки; 12 — балка;  
13 — хомут; 14 — рессора; 18 — ушко рессоры.

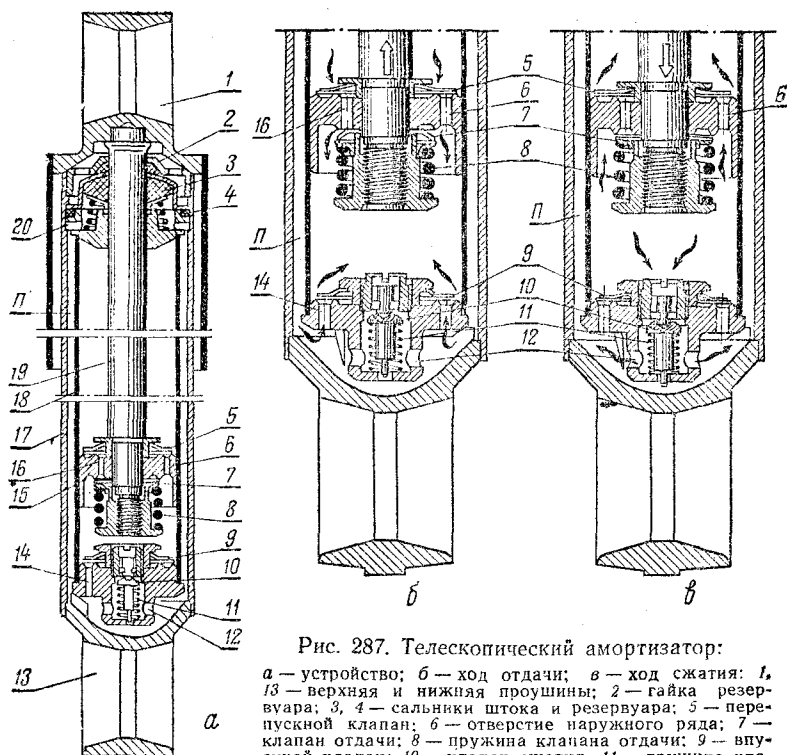


Рис. 287. Телескопический амортизатор:

*a* — устройство; *б* — ход отдачи; *в* — ход сжатия; 1, 13 — верхняя и нижняя проушины; 2 — гайка резервуара; 3, 4 — сальники штока и резервуара; 5 — перепускной клапан; 6 — отверстие наружного ряда; 7 — клапан отдачи; 8 — пружина клапана отдачи; 9 — впускной клапан; 10 — клапан сжатия; 11 — пружина клапана сжатия; 12 — отверстие клапана сжатия; 14 — отверстие впускного клапана; 15 — поршень; 16 — отверстие внутреннего ряда; 17 — корпус резервуара; 18 — рабочий цилиндр; 19 — шток поршня; 20 — отверстие для слива жидкости в резервуар; П — полость резервуара.

*Телескопический амортизатор* (рис. 287) служит для гашения колебаний рамы и кузова автомобиля при деформации рессор. Работа телескопического амортизатора основана на том, что при относительных перемещениях подрессоренных и неподдресоренных масс автомобиля жидкость перетекает из одной полости амортизатора в другую через небольшие проходные сечения, вследствие чего создается сопротивление, поглощающее энергию колебательных движений. Амортизатор (рис. 287, *a*) состоит из рабочего цилиндра 18, заполненного специальной (амортизаторной) жидкостью, штока 19 с поршнем 15, клапана сжатия 10, клапана отдачи 7 и резервуара. Шток 19 приварен к верхней проушине 1 и закрыт кожухом. В цилиндре 18 перемещается поршень 15, укрепленный на штоке 19. Поршень имеет двадцать сквозных отверстий, расположенных равномерно по окружностям двух диаметров (на каждой по десяти). Отверстия 6 по окружности большего диаметра закрыты сверху тарелкой перепускного клапана 5, к которому прижимается пружинная шайба. Отверстия 16 на окружности меньшего диаметра перекрываются снизу дроссельным диском и диском клапана отдачи 7. Диски прижимаются к поршню пружинной 8 с гайкой.

Шток 19 перемещается по направляющей и уплотнен резиновым сальником 3. Дополнительное войлочное уплотнение предохраняет сальник 3 от пыли и грязи. Полость резервуара уплотняется сальником 4. Сальники 3 и 4 поджимаются гайкой 2. В нижней части рабочего цилиндра размещен клапан, состоящий из корпуса, тарельчатого впускного клапана 9 с шайбой и клапана сжатия 10, помещенного в седле и прижимаемого пружинной 11. В корпусе клапана имеется отверстие 12 клапана сжатия и отверстие 14 впускного клапана.

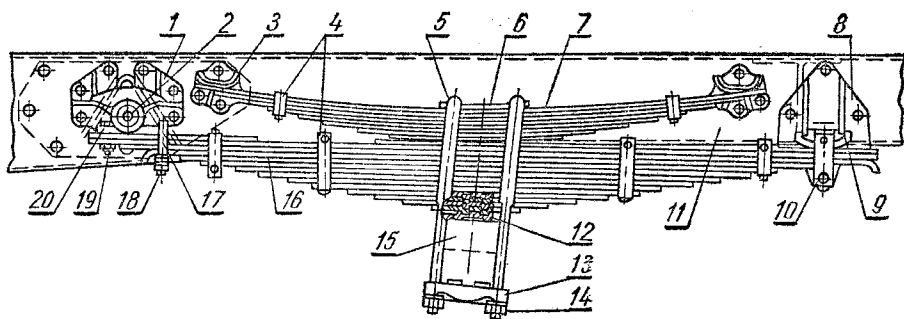


Рис. 288. Задняя подвеска автомобиля ЗИЛ-130:

1, 3, 9 — кронштейны; 2 — масленка; 4 — хомутики; 5, 17 — стремянки; 6, 13 — накладки; 7 — дополнительная рессора; 8 — опорный сухарь; 9 — опорный сухарь; 10, 19 — болты; 11 — рама; 12 — фиксаторная подушка; 14, 18 — гайки; 15 — балка; 16 — основная рессора; 20 — ушко рессоры.

При движении автомобиля по хорошей дороге колебания подвески незначительны, поэтому и сопротивление амортизатора невелико. Но если неровности дороги таковы, что колебания подвески заметно возрастают, то амортизатор начинает создавать повышенное сопротивление раскачиванию кузова автомобиля. При этом увеличение скорости перемещения поршня вызывает повышение давления жидкости, а вместе с этим и развиваемого амортизатором усилия, в результате чего в определенный момент открывается клапан отдачи 7 (или клапан сжатия 10), разгружая амортизатор.

Сопротивление амортизатора зависит от числа и размеров калиброванных прорезей в дроссельном диске и на конце запорной кромки корпуса клапана сжатия, а также от силы упругости пружин клапанов отдачи и сжатия; наибольшее усилие возникает при растяжении амортизатора — ходе отдачи (рис. 287, б). В этом случае поршень движется вверх, жидкость над ним испытывает давление, перепускной клапан 5 закрывается и жидкость через внутренний ряд отверстий 16 поршня поступает к клапану отдачи 7 и открывает его. В это время впускной клапан 9 клапана сжатия 10 открыт и пропускает жидкость через отверстие 14 из полости II резервуара в рабочий цилиндр 18.

При сжатии рессоры (подрессоренная часть сближается с неподдрессоренной частью автомобиля) поршень движется вниз — происходит ход сжатия (рис. 287, в). При этом перепускной клапан 5 открывается и жидкость перетекает через наружный ряд отверстий 6 поршня в надпоршневое пространство. Определенная часть жидкости, преодолев сопротивление пружины 11 клапана сжатия 10, вытесняется из цилиндра в резервуар через отверстие 12. Скорость колебательного движения подвески автомобиля снижается.

**Задняя подвеска автомобиля ЗИЛ-130** (рис. 288) состоит из основной 16 и дополнительной 7 рессор, которые крепятся передними и задними концами так же, как и рессоры передней подвески. Основная рессора составлена из тринадцати, а дополнительная из девяти листов, материал и упрочняющая обработка которых аналогичны передним рессорам. Для предупреждения прогиба задних рессор и смягчения ударов рамы о балку заднего моста предусмотрены резиновые буферы, расположенные на лонжеронах рамы.

Парные рессоры работают совместно, когда под действием нагрузок и при соответствующем прогибе основных рессор 16 концы дополнительных рессор 7 упираются в кронштейны 3.

**Задняя подвеска автомобиля ГАЗ-53А** включает в себя основную и дополнительную рессоры, набранные соответственно из четырнадцати и девяти стальных листов. Концы основной рессоры крепятся к раме че-

рез резиновые подушки, как и у рессор передней подвески. Принцип совместной работы основной и дополнительной рессор аналогичен описанному для автомобиля ЗИЛ-130.

**Передняя ось автомобиля ЗИЛ-130** (рис. 289) состоит из кованой балки 5 двутаврового сечения с установленными на ее концах при помощи шкворней 14 вильчатыми поворотными цапфами 9. Шкворни 14 закрепляются в балке штифтами 4. Каждая цапфа 9 свободно расположена на шкворне в бронзовых втулках 2 и 8. Вращение цапфы на шкворне при повороте колес облегчается опорными шайбами 7. Осевой зазор между цапфой и проушиной балки регулируется прокладками 3. Ступица 10 колеса установлена на цапфе в конических роликоподшипниках, внутренние ободы которых закрепляются гайкой 11, застопоренной замочным кольцом 13 с шайбой.

**Передняя ось автомобиля ГАЗ-53А** выполнена подобно рассмотренной выше и имеет некоторые различия в размерах и конструктивных формах отдельных деталей.

**Колеса автомобиля ЗИЛ-130.** На этом автомобиле устанавливается шесть одинаковых колес: два передних и четыре двоярных задних. Запасное колесо размещается на откидном кронштейне, расположенном под платформой автомобиля с правой стороны.

Колеса — дисковые, разборные (см. рис. 271, б). К ободу приварен диск, имеющий восемь отверстий для крепления к ступице колеса. Крепление диска одинарного колеса к ступице осуществлено шпилькой 4 (рис. 290, а) и гайкой 3, а взаимная их центровка обеспечивается конической частью гайки с фасками в отверстиях диска. Крепление и центровка диска внутреннего заднего колеса осуществлены внутренней гайкой 5 (рис. 290, б), накручиваемой на шпильку 4. Диск внешнего заднего колеса закреплен и сцентрирован гайкой 3, накручиваемой на внутрен-

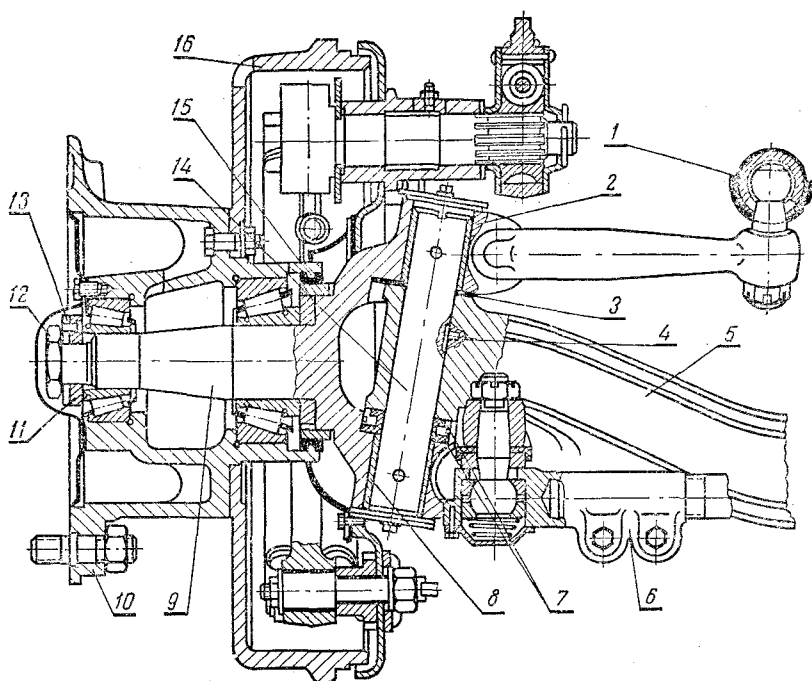


Рис. 289. Передняя ось автомобиля ЗИЛ-130:

1 — продольная рулевая тяга; 2, 8 — втулки шкворня; 3 — регулировочные прокладки; 4 — штифт; 5 — балка; 6 — поперечная рулевая тяга; 7 — опорные шайбы; 9 — поворотная цапфа; 10 — ступица; 11 — регулировочная гайка; 12 — контргайка; 13 — замочное кольцо с шайбой; 14 — шкворень; 15 — сальник; 16 — тормозной барабан.

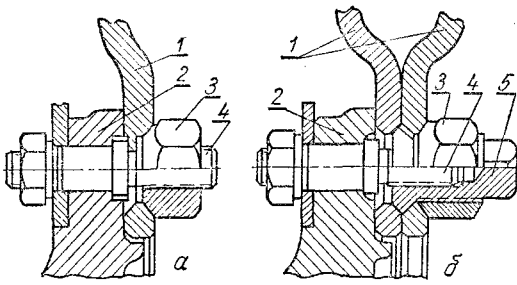


Рис. 290. Крепление и центровка колес:  
 а — одинарного; б — двойного: 1 — диск, 2 — ступица;  
 3 — гайка; 4 — шпилька; 5 — внутренняя гайка.

**ГАЗ-53А** — дисковые, разборные, состоят из диска, обода и бортового кольца (см. рис. 272, а). Разрезное съемное бортовое колесо выполняет назначение замочного кольца. Обод колеса — уширенный, с коническими посадочными полками. Передние колеса — одинарные, задние — сдвоенные. На колеса надеваются десятислойные шины 8,25—20 или шести-слойные шины типа *P* размером 240—20. Крепление дисков колес к ступицам у передних и задних колес подобно описанному для ЗИЛ-130.

**Рулевой механизм автомобиля ЗИЛ-130** — винтового типа (рис. 291). Его картер служит одновременно цилиндром 4 гидравлического усилителя. Винт 7 рулевого механизма соединяется с валом рулевого колеса через промежуточный вал с двумя шарнирами.

При вращении винта 7 перемещается установленная на шариках гайка 8, связанная с поршнем-рейкой 5. Рейка находится в зацеплении с зубчатым сектором 3, выполненным как одно целое с валом 1 рулевой сошки, поэтому движение поршня-рейки приводит к повороту вала сошки. Гайка 8 крепится к поршню-рейке 5 винтами. В гайку вставлены два желоба, образующих трубку, по которой циркулируют шарики; выкачиваясь при повороте винта 7 с одного конца гайки 8, они возвращаются к другому ее концу, и процесс повторяется.

Гидравлический усилитель рулевого управления автомобиля ЗИЛ-130 (рис. 292, а) состоит из лопастного насоса 2, приводимого в действие от двигателя, бака 1 для рабочей жидкости, цилиндра 12 усилителя и золотника 8.

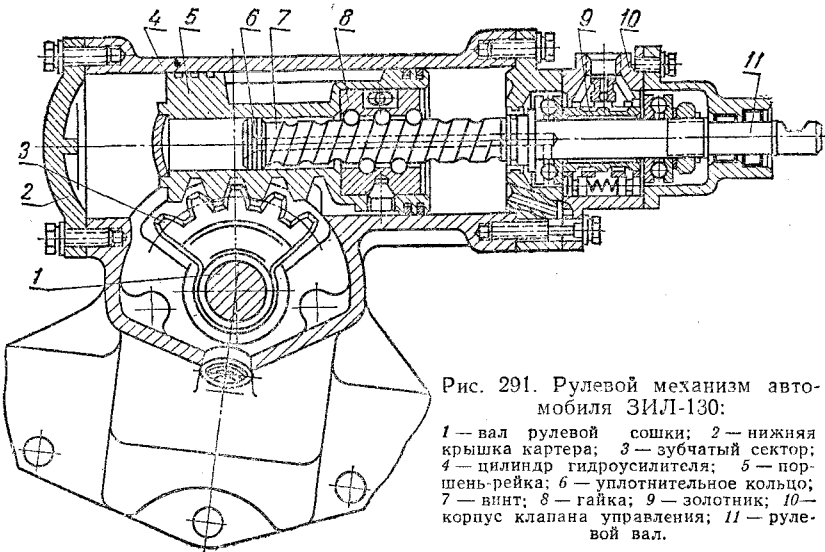


Рис. 291. Рулевой механизм автомобиля ЗИЛ-130:

1 — вал рулевой сошки; 2 — нижняя крышка картера; 3 — зубчатый сектор; 4 — цилиндр гидроусилителя; 5 — поршень-рейка; 6 — уплотнительное кольцо; 7 — винт; 8 — гайка; 9 — золотник; 10 — корпус клапана управления; 11 — рулевой вал.



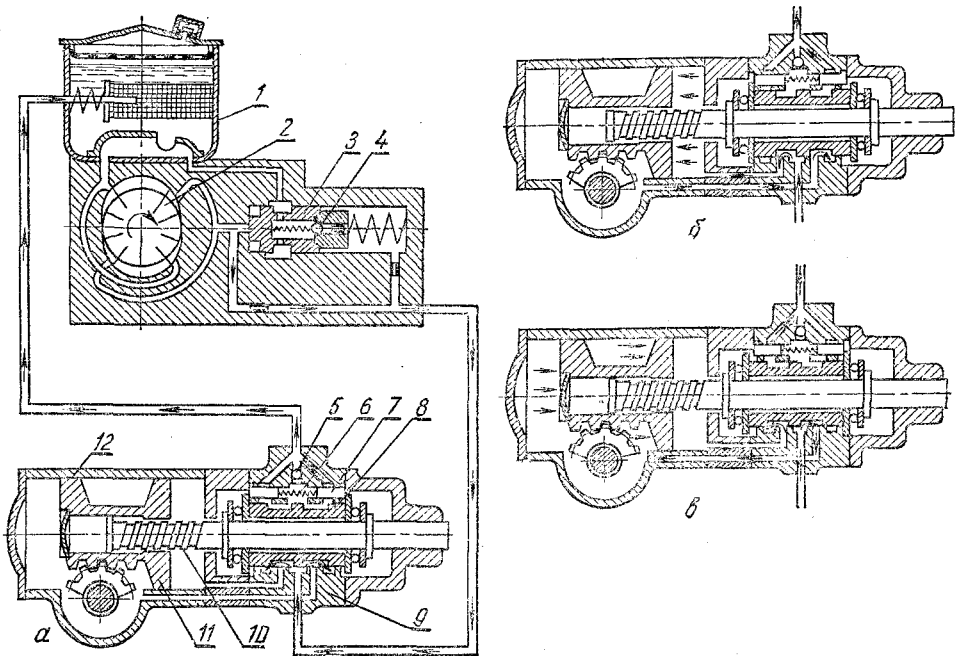


Рис. 292. Схемы работы гидроусилителя рулевого управления:

*a* — нейтральное положение золотника; *б* — положение золотника при повороте направо; *в* — положение золотника при повороте налево; 1 — бак; 2 — насос; 3 — перепускной клапан; 4 — предохранительный клапан; 5 — шариковый клапан; 6 — пружина; 7 — реактивный плунжер; 8 — золотник; 9 — корпус клапана управления; 10 — винт; 11 — поршень-рейка; 12 — цилиндр.

Когда автомобиль движется прямолинейно, жидкость, подаваемая насосом 2, проходит через золотник 8 и перекачивается в бак 1. При этом обе полости цилиндра 12 соединены между собой.

Вращение рулевого колеса вправо (рис. 292, б) или влево (рис. 292, в) перемещает золотник 8 в корпусе 9; золотник отключает одну из полостей цилиндра и направляет жидкость в другую. Давление жидкости передается на поршень-рейку 11, благодаря чему облегчается управление автомобилем.

Золотник 8 центрируется шестью пружинами 6 и шестью парами реактивных плунжеров 7. Шариковый клапан 5 при неработающем насосе или поврежденном шланге соединяет линию высокого давления с линией слива жидкости. Перепускной клапан 3 ограничивает подачу жидкости в систему при большом числе оборотов вала насоса 2. Предохранительный клапан 4 поддерживает давление в системе в пределах 65—70 кг/см<sup>2</sup>.

Рулевой привод — разделенного типа: вал рулевого колеса соединен с рулевым механизмом карданной передачей. Усилие от сошки рулевого механизма передается продольной тягой к цельной трапеции, размещенной позади оси передних колес.

Рулевое управление автомобиля ГАЗ-53А состоит из рулевого механизма с глобоидальным червяком и трехгребневым роликом. Глобоидальная (вогнутая) поверхность червяка позволяет ролику во время работы перекатываться по червяку, что повышает надежность работы пары. Осевое перемещение червяка регулируется прокладками, помещенными под нижней крышкой картера. Зацепление пары регулируется винтом, ввернутым в боковую крышку картера механизма. В отличие от рулевого управления автомобиля ЗИЛ-130 рулевое управление автомобиля

ГАЗ-53А совмещенного типа; рулевой привод состоит из продольной тяги и центральной рулевой трапеции, размещенной сзади переднего моста (см. рис. 277).

## § 6. УХОД ЗА ХОДОВОЙ ЧАСТЬЮ И РУЛЕВЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

В процессе эксплуатации автомобилей и колесных тракторов необходимо своевременно проверять и подтягивать все резьбовые соединения ходовой части, проверять состояние уплотнений, регулировать и смазывать подшипники, регулярно осматривать пневматические шины и поддерживать в них требуемое давление воздуха, проверять рессоры и амортизаторы подвески. От исправности ходовой части трактора и автомобиля зависит не только долговечность работы, но и безопасность движения. Проверять и подтягивать крепления нужно регулярно и тщательно. Гайки шпилек колес следует заворачивать равномерно и полностью, чтобы их конусные подголовники входили в соответствующие углубления диска. На двускатных автомобильных колесах второе колесо нужно прикручивать после того, как будет проверена надежность крепления первого. Течь масла через уплотнения возникает из-за неправильной установки сальников или их износа. Неисправные сальники должны быть немедленно заменены.

Необходимость в регулировке подшипников колес определяется по величине допустимого осевого зазора при поднятом колесе.

Нормальное давление в шинах предохраняет их от преждевременных износов. Оно контролируется специальным шинным манометром, который находится в индивидуальном комплекте инструмента. Во избежание перегрузки шин двускатных автомобильных колес давление в них должно быть одинаковым. У баллонных тракторов пределы давления в шинах могут устанавливаться в зависимости от условий работы трактора. Высшие пределы давления должны соответствовать работе трактора с наиболее тяжелыми навесными машинами и на транспортных работах при движении по усовершенствованным дорогам и плотным грунтам. На одном и том же тракторе или автомобиле, как правило, условия работы шин различны. Эти различия определяются многими факторами. Для увеличения срока службы шин за счет создания приблизительно одинаковых условий их работы следует периодически переставлять колеса на машине. При перестановке стрелка на боковой поверхности протектора шины должна совпадать с направлением движения колеса.

Сохранность шин в значительной степени зависит от умения управлять автомобилем и трактором, от состояния тормозной системы и механизмов управления. Когда трактор или автомобиль длительное время не эксплуатируется, надо обеспечить правильное хранение камер и шин. Покрышки и камеры хранят раздельно. Перед хранением их очищают от пыли и грязи и тщательно просушивают на воздухе. Для хранения выбирают помещение, в которое не проникают прямые солнечные лучи. Температура помещения должна поддерживаться в пределах  $-10$ — $+20^{\circ}\text{C}$ , а относительная влажность воздуха  $50$ — $80\%$ . Покрышки хранят в вертикальном положении на деревянных стеллажах, а камеры — слегка накачанными — на специальных вешалках. В помещении для хранения шин не должны находиться горючие, масло и различные химикаты.

Рулевое управление требует ежедневной проверки всех креплений, регулирующей смазки и периодической регулировки. Рулевые механизмы смазывают трансмиссионными маслами требуемой вязкости в зависимости от времени года. По мере работы зазоры в соединениях и шарнирах рулевого управления увеличиваются и свободный ход рулевого колеса возрастает. Причиной тому может быть износ пары рулевого механизма или ее подшипников, износ в шарнирах и соединениях рулевого привода,

трапеции управления и шкворней поворотных цапф. Регулировка шарнирных соединений рулевого привода и трапеции управления автомобилей и тракторов достигается подтяжкой шарнирных соединений до устранения ощутимого зазора в соединении. Для регулировки необходимо расшплинтовать пробку шарнирного соединения и, ввертывая ее, устранить зазор. При этом паз в пробке совмещают с отверстием тяги под шплинт, после чего пробку шплинтуют.

Уход за гидроусилителем рулевого управления тракторов МТЗ-50 и МТЗ-52 предусматривает своевременную доливку и смену масла, промывку фильтра, подтяжку наружных резьбовых соединений и гаек крепления сектора и сошки, наблюдение за герметичностью уплотнений, состоянием трубопроводов и штуцерных соединений. У гидроусилителя в случае нарушения его работы регулируют предохранительный клапан 30 (рис. 281, б). Для регулировки предохранительного клапана в нагнетательную магистраль от насоса к клапанной крышке присоединяют манометр со шкалой не менее чем на  $100 \text{ кг/см}^2$ . Затем поворачивают рулевое колесо до упора, переводят работу двигателя на максимальные обороты и, вращая регулировочный винт предохранительного клапана, устанавливают давление масла по манометру  $75\text{--}80 \text{ кг/см}^2$ .

Рулевое управление тракторов МТЗ-50 и МТЗ-52 регулируют в том случае, если свободный ход рулевого колеса превышает  $30^\circ$ . Вначале регулируют шарнирные соединения рулевых тяг, а затем, если свободный ход рулевого колеса превышает допустимый, зацепление червяка 9 (см. рис. 281) с сектором 18 и сектора 18 с рейкой 25. Для регулировки зацепления червяк — сектор снимают облицовку радиатора и отъединяют рулевые тяги от сошки гидроусилителя. Ослабив два болта крепления регулировочной втулки 8, легким постукиванием молотка по ее фланцу поворачивают втулку по часовой стрелке (по ходу трактора) до получения беззазорного зацепления в одном из крайних положений сошки. После этого поворачивают втулку 8 против часовой стрелки до получения минимального зазора, при котором рулевое колесо будет плавно поворачиваться от упора до упора, если приложенное усилие составляет  $1,5\text{--}2,5 \text{ кг}$ .

## Глава 39

# ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

## § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Все автомобили и колесные тракторы оборудуются тормозной системой, предназначенной для снижения скорости их движения или полной остановки.

Различают несколько видов торможения: служебное (предусмотренное снижение скорости или остановка машины в намеченном месте), экстренное, или аварийное (в случае возникновения непредвиденных обстоятельств), и стояночное (машина должна надежно удерживаться тормозами независимо от профиля пути и продолжительности стоянки).

Создаваемый тормозом момент трения может действовать непосредственно на колесо или на какой-либо вал силовой передачи. Тормоз первого типа называют колесным, второго — центральным.

Тормозная система состоит из *тормозного механизма* (тормоза) и *тормозного привода*, действующего от усилия, прикладываемого водителем к педали или к рычагу управления.

Для большей безопасности движения автомобили и колесные тракторы-тягачи оборудуются двумя независимо действующими тормозными системами. Наиболее распространено сочетание колесных ножных тормозов 1 и 2 (рис. 293) и ручного центрального тормоза 3. Первая тормозная

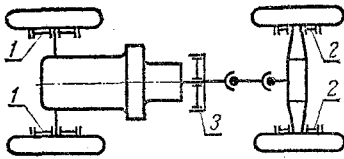


Рис. 293. Схема расположения тормозов грузового автомобиля:

1, 2 — колесные тормоза, управляемые ножным приводом; 3 — центральный тормоз, управляемый ручным приводом.

система предназначена для служебного и экстренного торможения, а вторая — для стояночного, но при необходимости должна заменить колесные тормоза.

Колесные универсально-пропашные тракторы, наибольшая скорость которых составляет 18—25 км/ч, оборудуются одинарной тормозной системой, состоящей из двух симметрично расположенных по бортам центральных ножных тормозов, управление которыми осуществляется независимо, отдельными педалями. Такая система предназначена для служебного и

экстренного торможения, а в отдельных случаях и для стояночного (например, при остановке трактора на уклоне или при стационарных работах). Возможность торможения одного из ведущих колес при повороте трактора позволяет сокращать радиус поворота.

С увеличением транспортных скоростей колесных тракторов возрастают требования к повышению эффективности тормозных систем: возникает потребность в оборудовании не только тракторов-тягачей, но и универсальных тракторов отдельными колесными и центральными тормозами, оснащении их пневматическим приводом, действующим также и на тормоза прицепа.

## § 2. ТИПЫ ТОРМОЗОВ

По конструкции рабочих элементов тормоза подразделяют на ленточные, колодочные и дисковые.

Ленточный тормоз состоит из тормозного шкива 5 (рис. 294, а), укрепленного на вращающемся валу 7 силовой передачи, и огибающей его тормозной ленты 4 с фрикционной накладкой. Один конец ленты 4 через тягу 10 с регулировочной гайкой прикреплен к крышке неподвижного картера 9, а другой — к двуплечему рычагу 3, соединенному тягой 2 с педалью 1. Провисание ленты внизу ограничивается винтом 6.

При нажмие на педаль 1 рычаг 3 затягивает ленту 4 на шкиве 5 и возникающие при этом между шкивом и фрикционной накладкой силы трения затормаживают шкив.

Тормоза такой конструкции называют *простыми*, они дают интенсивное торможение при вращении шкива только в одном направлении. Сейчас простые ленточные тормоза не применяются.

В ленточном тормозе плавающего типа оба конца тормозной ленты 4 (рис. 294, б) подвижны и соединены с плечами рычага 11, пальцы 12 и 14 которого помещены в вырезах неподвижного кронштейна 13. Длинное плечо рычага 11 соединено тягой 2 с педалью 1 тормоза. Пружина 8 оттягивает ленту 4 от шкива 5 при отпущенной педали 1, а винт 6 ограничивает ее провисание.

В зависимости от направления вращения шкива при торможении один из пальцев (12 или 14) становится неподвижным, а второй, затягивая ленту, тормозит шкив 5. Ленточные тормоза плавающего типа установлены на тракторах Т-25, Т-16М, Т28Х4, Т-40 и тракторе-тягаче К-700 (стояночный тормоз).

В колодочном тормозе (рис. 294, в) при нажатии на педаль 1 две колодки 16, поворачиваясь под действием разжимного кулачка 15 вокруг неподвижных шарниров 17, прижимаются своими фрикционными накладками к шкиву 5 и тормозят его. После того как педаль 1 будет отпущена, пружины 18 возвратят колодки 16 в первоначальное (нерабочее) положение.

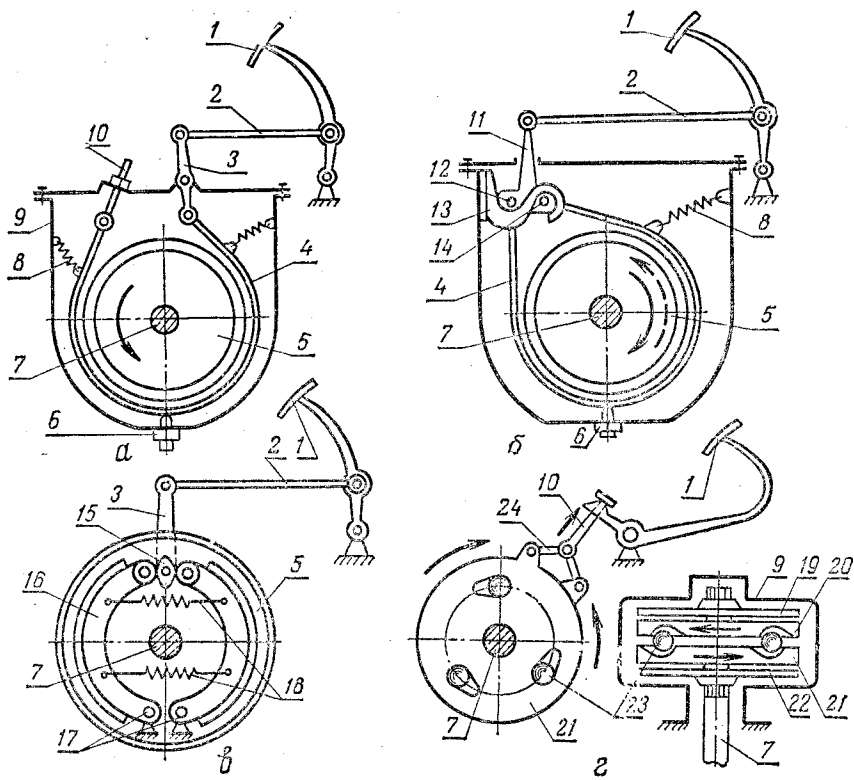


Рис. 294. Схемы тормозов:

а — простой ленточный; б — плавающий ленточный; в — колодочный; г — дисковый: 1 — педаль; 2 — тяги; 3, 11 — рычаги; 4 — тормозная лента; 5 — тормозной шкив; 6 — винт; 7 — вал; 8 — оттяжная пружина; 9 — картер; 10 — тяга с регулировочной гайкой; 12, 14 — пальцы; 13 — неподвижный кронштейн; 15 — разжимной кулачок; 16 — колодка; 17 — неподвижные шарниры колодок; 18 — пружины; 19, 22 — диски с фрикционными накладками; 20, 21 — нажимные диски; 23 — шарик; 24 — серьга.

Колодочные тормоза применяются в качестве колесных и центральных (например, на тракторе ЮМЗ-6М/6Л — центральный, на автомобилях ЗИЛ-130 и ГАЗ-53А — колесные и центральный, на тракторе-тягаче К-700 — центральный).

В дисковом тормозе (рис. 294, г) при нажатии на педаль 1 поворачиваются нажимные диски 20 и 21, шарики 23 выходят из гнезд, перекатываются по скосам и, раздвигая диски 20 и 21, прижимают вращающиеся диски 19 и 22 с фрикционными накладками к неподвижному картеру 9, тем самым затормаживая вал 7.

Дисковые тормоза с шариковым разжимным устройством используются на тракторе МТЗ-50 и его модификациях.

Колесный колодочный тормоз автомобиля ГАЗ-53А (рис. 295) устроен следующим образом. В нижней части штампованного щита 3 установлены опорные пальцы 14, а в средней — эксцентрики 11 и П-образные скобы колодок 5 тормоза. Колодки 5 свободно расположены на бронзовых эксцентриках 13, укрепленных на опорных пальцах 14. В средней части колодка опирается на регулировочный эксцентрик 11, а ребро колодки находится в П-образных скобках с пластинчатыми пружинами, удерживающими колодки от бокового смещения. Верхние концы ребер колодок входят в прорези наконечников поршней колесного цилиндра 2 гидравлического привода и стянуты пружиной 4. Пружина 4 прижимает верхние части ребер колодок к поршням цилиндра, а основание колодки — к регулировочным эксцентрикам 11. Самопро-

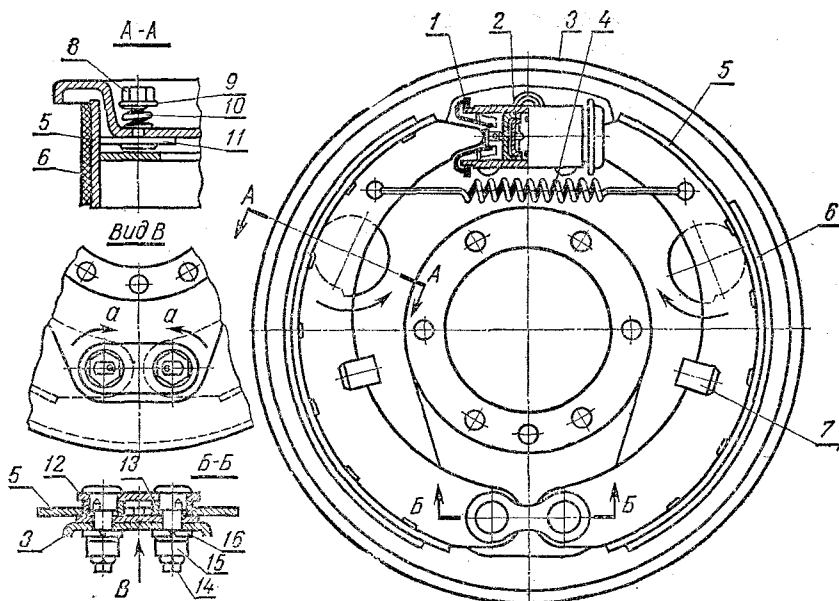


Рис. 295. Колесный тормоз автомобиля ГАЗ-53А:

1 — защитный колпак; 2 — колесный цилиндр; 3 — щит тормоза; 4 — стяжная пружина колодок; 5 — колодка тормоза; 6 — фрикционная накладка; 7 — направляющая скоба колодок; 8 — болт регулировочного эксцентрика; 9 — шайба; 10 — пружина эксцентрика; 11 — регулировочный эксцентрик; 12 — пластина опорных пальцев; 13 — эксцентрик опорных пальцев; 14 — опорный палец тормозной колодки; 15 — гайка; 16 — пружинная шайба.

извольное поворачивание эксцентрика 11 устраняется силой трения, создаваемой пружиной 10.

Колодка 5 тормоза состоит из основания и ребра. К основанию каждой колодки приклепана фрикционная накладка 6, причем длина передней накладки больше, чем задней. Это необходимо для обеспечения одинаковых удельных давлений и износов накладок, так как передняя накладка работает в худших условиях из-за явления захватывания ее тормозным барабаном при торможении автомобиля, движущегося вперед (барабан вращается против часовой стрелки).

Передний тормоз со щитком 3 прикреплен болтами к фланцу поворотного кулака, а задний — к фланцу кожуха полуоси. Тормозные барабаны сцентрированы на ступицах винтами и закреплены на них неподвижно.

Конструкция передних и задних тормозов автомобиля ГАЗ-53А одинакова, разница заключается лишь в размерах накладок: передние накладки несколько больше, чем задние. Этим учитываются нагрузки на мосты и их перераспределение, возникающее при торможении автомобиля.

Тормоза колес автомобиля ГАЗ-66 сходны с тормозами колес автомобиля ГАЗ-53А, с той лишь разницей, что каждая накладка переднего тормоза имеет свой рабочий цилиндр.

### § 3. ТОРМОЗНЫЕ ПРИВОДЫ И УСИЛИТЕЛИ

Тормозной привод должен обеспечивать одновременность действия тормозов всех колес, правильное распределение усилий между ними, плавность торможения, требуемое тормозное усилие при допустимом усилии на педали или рычаге тормоза (по действующим нормам усилие на педали тормоза трактора не должно быть больше 12 кг). Кроме того,

тормозной привод должен быть быстродействующим, простым по конструкции и регулировкам.

Тормозные приводы делятся на механические, гидравлические, гидровакуумные, пневматические и пневмогидравлические.

В **механическом приводе** (см. рис. 294) усилие, прикладываемое водителем к педали или рычагу, передается к тормозному механизму системой тяг, валиков и рычагов.

В **гидравлическом приводе** педаль 1 (рис. 296) действует на шток 3, перемещающий поршень 4 в главном цилиндре 5. Главный цилиндр 5 одновременно служит емкостью для тормозной жидкости. Поршень 4, перекрыв компенсационное отверстие 10, нагнетает жидкость через клапан 8 в колесный цилиндр 12, заставляя двигаться поршни 13 и колодки 18, затормаживающие колесо. При растормаживании системы жидкость под действием пружин поступает в главный цилиндр 5 через обратный клапан 7, а пружина 6 перемещает поршень 4 влево до отказа. Если происходит утечка жидкости, то в рабочей (правой) полости цилиндра 5 создается разрежение и в нее через подпиточные отверстия 20 поршня поступает жидкость из левой полости цилиндра, отжимая резиновую манжету 19.

В гидравлическом приводе усилие, создаваемое на поршнях колесных цилиндров, пропорционально усилию, приложенному к тормозной педали. Поэтому для облегчения управления в систему гидравлического привода вводят усилители.

Гидравлический привод с усилителем применяется на грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности, а также на некоторых легковых автомобилях.

В **гидровакуумном приводе** для уменьшения усилия на тормозной педали используется разрежение, создаваемое во впускном трубопроводе двигателя.

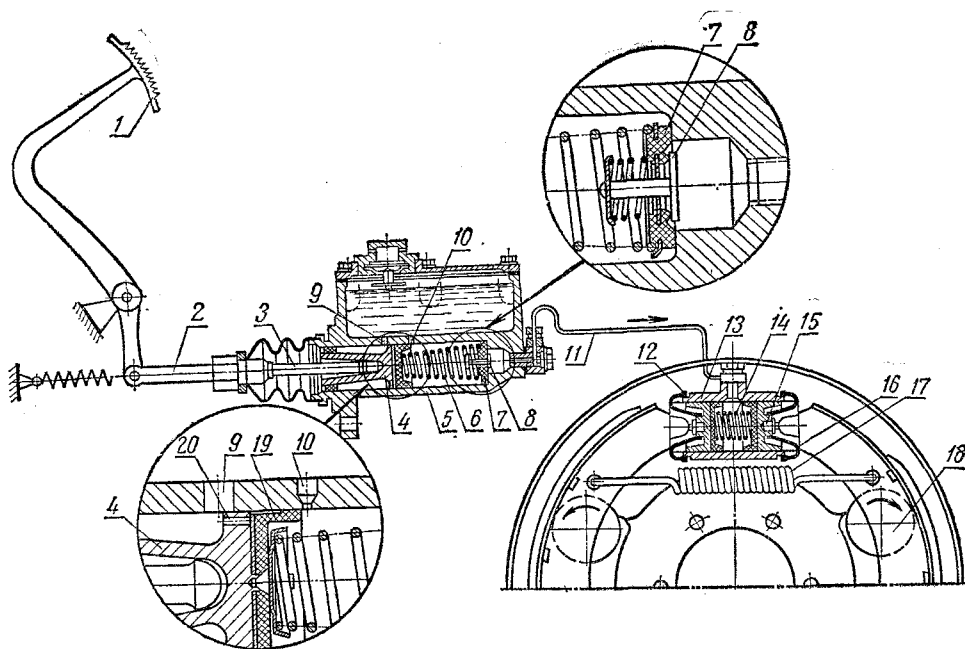


Рис. 296. Гидравлический привод тормоза:

1 — педаль; 2 — тяга педали; 3 — шток; 4 — поршень; 5 — главный цилиндр; 6 — пружина поршня; 7 — обратный клапан; 8 — нагнетательный клапан; 9 — перепускное отверстие; 10 — компенсационное отверстие; 11 — трубопровод; 12 — колесный тормозной цилиндр; 13 — поршень колесного цилиндра; 14 — пружина поршня колесного цилиндра; 15 — толкатель; 16 — защитный колпак; 17 — пружина колодки тормоза; 18 — колодка тормоза; 19 — манжета; 20 — подпиточное отверстие поршня.

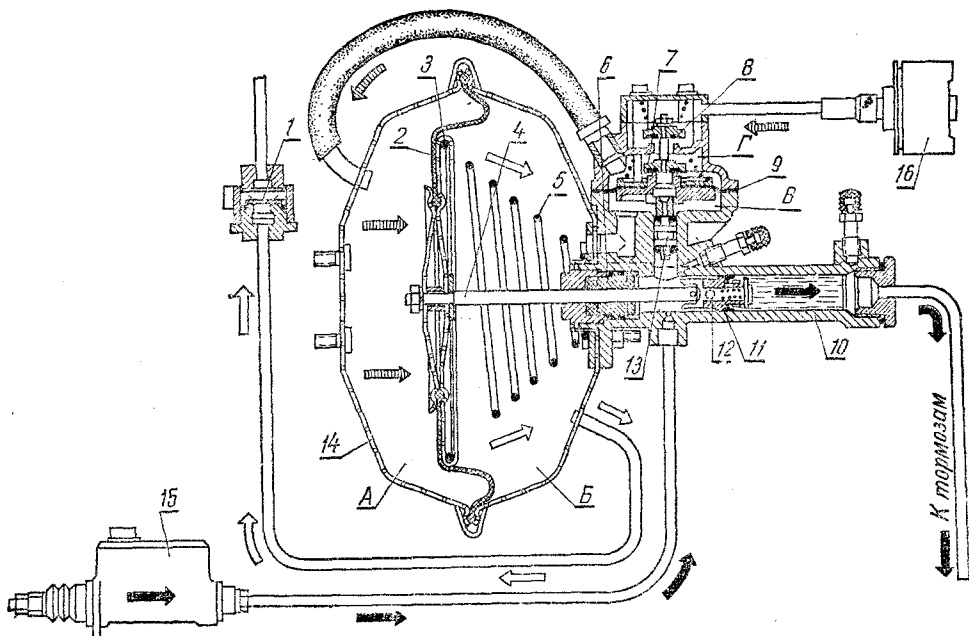


Рис. 297. Схема действия гидровакуумного усилителя:

1 — запорный клапан; 2 — диафрагма; 3 — тарелка диафрагмы; 4 — толкатель поршня; 5 — пружина; 6 — уплотнитель; 7 — вакуумный клапан; 8 — воздушный клапан; 9 — корпус клапана управления; 10 — цилиндр; 11 — поршень; 12 — клапан поршня; 13 — поршень клапана управления; 14 — камера; 15 — главный тормозной цилиндр; 16 — воздушный фильтр; А, В — полости камеры; Г, Г — полости клапана управления.

Гидровакуумный усилитель автомобилей ГАЗ-53 А, ГАЗ-66 состоит из камеры 14 (рис. 297), цилиндра 10 и клапана управления. В камере 14 усилителя помещена диафрагма 2 с тарелкой 3, пружина 5 и толкатель 4. Толкатель одним концом соединен с тарелкой 3, а вторым — с поршнем 11, который помещен в цилиндре 10 и снабжен шариковым клапаном 12. В корпусе 9 клапана управления находится поршень 13, воздушный 8 и вакуумный 7 клапаны с пружинами. Поступающий в клапан управления воздух очищается в фильтре 16.

Полости А и В камеры 14 усилителя сообщаются с впускным трубопроводом двигателя через запорный клапан 1. Посредством трубопроводов соединены полость А камеры 14 с полостью Г клапана управления, а цилиндр 10 с главным тормозным цилиндром 15 и колесными тормозными цилиндрами.

При отпущенной тормозной педали разрежение из впускного трубопровода передается в полость В усилителя и далее в полости Г и В клапана управления, а затем в полость А камеры усилителя. Давления с обеих сторон диафрагмы 2 одинаковы, и она удерживается пружиной 5 в крайнем левом положении (показано белыми стрелками).

В момент торможения нажатие на тормозную педаль вызывает перемещение поршня главного тормозного цилиндра 15, в результате чего создается избыточное давление в системе тормозного привода (показано черными стрелками). Жидкость поступает в клапан управления и проходит через отверстие в поршне 11 к колесным тормозным цилиндрам. Одновременно жидкость давит на поршень 13 клапана управления, преодолевает сопротивление его пружины и закрывает вакуумный клапан 7, который отделяет полости Г и В одну от другой. По мере повышения давления тормозной жидкости открывается воздушный клапан 8, воздух поступает в полость В клапана управления и далее по трубопроводу в полость А камеры усилителя (показано стрелками со штрихом). Давление на диафрагму со стороны полости А увеличивается, и она, перемещаясь



вместе с поршнем 11, повышает давление жидкости в системе привода.

Как только торможение прекратится, давление в системе привода понизится и поршень 13 клапана управления под действием пружины займет исходное положение. При этом закроются воздушный 8 и вакуумный 7 клапаны и диафрагма усилителя возвратится в первоначальное (нейтральное) положение.

Запорный клапан 1 позволяет автоматически отъединять впускной трубопровод от усилителя при остановке двигателя, что обеспечивает одно-два торможения при неработающем двигателе.

При пневматическом приводе водитель, нажимая на педаль тормоза, управляет распределением воздуха в тормозной системе, а приводное усилие создается за счет энергии воздуха, сжатого до 6—8 кг/см<sup>2</sup>. Устройство пневматического привода рассмотрим на примере тормозной системы автомобиля ЗИЛ-130.

Пневматический привод (рис. 298, а) состоит из компрессора, регулятора давления, воздушных баллонов с предохранительным клапаном 32 и краном отбора воздуха 33, тормозного крана, манометра, трубопроводов и тормозной педали 35. Привод рассчитан на синхронное управление колесными тормозами автомобиля и прицепа.

Компрессор — поршневой двухцилиндровый, приводится во вращение ремнем от шкива коленчатого вала двигателя через шкив вентилятора. Охлаждение жидкостное, общее с системой охлаждения двигателя. При движении поршня 7 вниз в цилиндре создается разрежение; поступивший по патрубку 12 воздух открывает впускной клапан 11 (рис. 298, б) и заполняет цилиндр. При движении поршня вверх давление воздуха закрывает впускной клапан 11 и открывает нагнетательный клапан 9; сжатый воздух поступает в систему привода.

Компрессор имеет разгрузочное устройство, состоящее из плунжера 13 (рис. 298, в) со штоком, коромысла 14, пружины 15 с направляющей и соединенное с регулятором давления.

Регулятор давления служит для автоматического поддержания нормального давления воздуха в системе пневматического привода. Регулятор отключает компрессор от системы при повышении давления от 7,4 кг/см<sup>2</sup> и включает его при снижении давления от 5,6 кг/см<sup>2</sup>. Если давление в системе превышает норму, сжатый воздух открывает впускной клапан 16 регулятора, проходит к разгрузочному устройству компрессора, поднимает плунжеры 13 и открывает впускные 11 клапаны компрессора. При открытых клапанах 11 компрессор переключается на холостой ход, перекачивая воздух из одного цилиндра в другой. Когда давление в системе станет ниже 5,6 кг/см<sup>2</sup>, впускной клапан 16 закроется, а выпускной клапан 17, опустившись под действием пружины, сообщит разгрузочное устройство компрессора с атмосферой. При этом плунжеры 13 опускаются, впускные клапаны 11 освобождаются и компрессор начнет подавать сжатый воздух в систему.

Воздушные баллоны соединены между собой последовательно, они служат емкостью для сжатого воздуха и снабжены предохранительным клапаном 32, краном отбора воздуха 33 для накачки шин и краном 34 для слива отстоя (воды, масла). Предохранительный клапан 32 в случае порчи регулятора давления ограничивает давление воздуха в пределах 9—10 кг/см<sup>2</sup>.

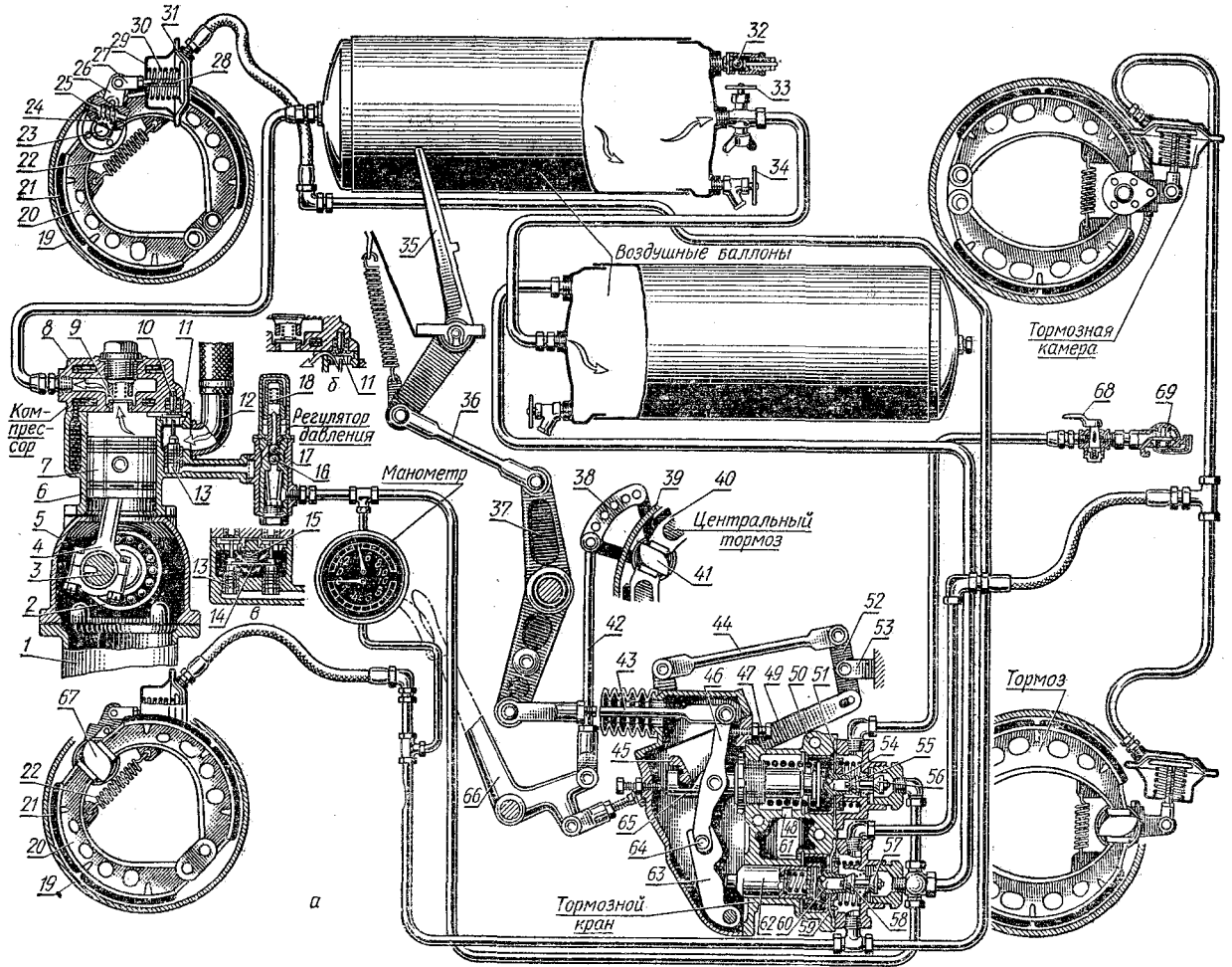
Запас воздуха в баллонах обеспечивает интенсивное торможение автомобиля при неработающем двигателе.

Тормозной кран управляет подачей воздуха из баллонов в тормозные камеры, изменяя действующее на тормозные колодки усилие в зависимости от силы нажатия на педаль 35 тормоза.

Тормозной кран — комбинированный, состоит из двух секций: верхней, управляющей тормозами прицепа, и нижней, управляющей тормо-

Рис. 298. Тормозная система автомобиля ЗИЛ-130:

а — общая схема; б — схема действия впускного клапана компрессора при движении поршня вниз; в — схема действия разгрузочного устройства (впускные клапаны компрессора открыты): 1 — нижняя крышка картера; 2 — шарикоподшипник коленчатого вала; 3 — коленчатый вал; 4 — шатун; 5 — картер; 6 — блок цилиндров; 7 — поршень; 8 — головка блока цилиндров; 9 — нагнетательный клапан; 10 — ограничитель подъема впускного клапана; 11 — впускной клапан компрессора; 12 — патрубок подачи воздуха от воздухоочистителя двигателя автомобиля; 13 — плунжер штока впускного клапана; 14 — коромысло; 15 — пружина коромысла; 16 — впускной клапан регулятора давления; 17 — выпускной клапан регулятора давления; 18 — пружина клапанов; 19 — тормозной барабан; 20 — тормозная колодка; 21 — фрикционная накладка тормозной колодки; 22 — стяжная пружина тормозных колодок; 23 — вал разжимного кулака; 24 — червячная шестерня; 25 — червяк; 26 — рычаг вала разжимного кулака; 27 — вилка штока тормозной камеры; 28 — шток; 29 — корпус тормозной камеры; 30 — возвратная пружина диафрагмы; 31 — диафрагма; 32 — шариковый предохранительный клапан баллона; 33 — кран для отбора сжатого воздуха; 34 — кран для выпуска отстоя; 35 — педаль тормозов; 36 — тяга педали; 37 — рычаг управления тормозным краном; 38 — регулировочный рычаг-сектор; 39 — барабан центрального тормоза; 40 — колодка центрального тормоза; 41 — разжимной кулак центрального тормоза; 42 — тяга привода центрального тормоза; 43 — тяга, соединяющая привод от педали с тормозным краном; 44 — верхняя тяга ручного привода; 45 — кулак ручного привода; 46 — коромысло; 47 — цилиндр тормозов прицепа; 48 — выпускное отверстие тормозов прицепа; 49 — нижняя тяга ручного привода; 50 — корпус тормозного крана; 51 — диафрагма тормозов прицепа; 52 — уравнивательный рычаг; 53 — кронштейн крепления уравнивательного рычага к поперечине рамы автомобиля; 54 — стакан следящего механизма тормозов прицепа; 55 — выпускной клапан тормозов прицепа; 56 — впускной клапан тормозов прицепа; 57 — впускной клапан тормозов автомобиля; 58 — выпускной клапан тормозов автомобиля; 59 — диафрагма тормозов автомобиля; 60 — стакан следящего механизма тормозов автомобиля; 61 — выпускное отверстие тормозов автомобиля; 62 — цилиндр тормозов автомобиля; 63 — нижний рычаг тормозного крана; 64 — нижняя ось коромысла; 65 — шток цилиндра тормозов прицепа; 66 — ручной рычаг привода центрального тормоза; 67 — разжимной кулак колесного тормоза; 68 — разобщительный кран; 69 — соединительная головка.



зами автомобиля. Каждая секция имеет диафрагму и сдвоенные конические резиновые клапаны: выпускные 55 и 58 и впускные 56 и 57.

*В расторможенном состоянии* впускной клапан 56 секции тормозов прицепа открыт и сжатый воздух из баллонов проходит в магистраль прицепа. Впускной клапан 57 тормозов автомобиля закрыт, а выпускной 58 — открыт, сжатый воздух к тормозным камерам не поступает.

*При торможении* усилие от педали 35 передается к коромыслу 46, которое перемещает шток 65 вперед (по чертежу влево), открывает выпускной клапан 55 тормозов прицепа и приводит в действие колесные тормоза прицепа. Одновременно нижний конец коромысла нажимает на рычаг 63, который, перемещая стакан уравнивающей пружины, закрывает выпускной клапан 58 и открывает впускной клапан 57 тормозов автомобиля. Сжатый воздух из баллонов поступает в тормозные камеры и создает тормозное усилие на колодках 20 тормоза.

Действие коромысла 46 и рычага 63 отрегулировано на синхронное управление тормозами прицепа и автомобиля при некотором опережении (на 0,2—0,3 сек) торможения прицепа для предупреждения наезда прицепа на автомобиль.

*При растормаживании тормозной системы* шток 65 под действием своей пружины перемещается назад (по чертежу), выпускной клапан 55 прицепа закрывается, а впускной клапан 56 открывается. Поступающий в магистраль прицепа сжатый воздух, воздействуя на воздухораспределитель прицепа, растормаживает прицеп. Одновременно коромысло 46 позволяет закрыться выпускному клапану 58 и открыться впускному клапану 57 тормозов автомобиля. Сжатый воздух из тормозных камер автомобиля выходит через клапан выпускного отверстия 61.

Соединительная головка 69 служит для соединения воздухопроводов автомобиля и прицепа.

Разобщительный клапан 68 установлен перед соединительной головкой 69 и предназначен для отключения магистрали прицепа.

Тормозная камера состоит из корпуса 29 и крышки, между которыми помещена резиновая диафрагма 31. Диафрагма соединена со штоком 28, на который надеты пружины, отжимающие диафрагму в сторону крышки. На наружный конец штока 28 навинчена вилка 27, соединенная с рычагом 26 вала разжимного кулака 67 тормозных колодок 20. Рычаг 26 соединен с валом 23 разжимного кулака червячной парой, шестерня 24 которой закреплена на шлицах вала 23, а червяк 25 установлен в рычаге 26.

Пневматический привод с комбинированным тормозным краном, предназначенным для одновременного управления тормозами автомобиля и прицепа, применяется на большинстве модификаций автомобилей ЗИЛ, за исключением автомобиля-самосвала ЗИЛ-130Д1, где устанавливается кран одинарного действия.

Тормозная система автомобиля ЗИЛ-130 имеет двухколодочный, барабанного типа центральный тормоз. Тормозной барабан 39 установлен на вторичном валу коробки передач. При торможении автомобиля центральным тормозом, если в воздушных баллонах прицепа есть сжатый воздух, происходит также затормаживание колесных тормозов прицепа.

Для обеспечения совместного действия центрального тормоза и колесного тормоза прицепа рычаг 66 через нижнюю тягу 49, уравнивательный рычаг 52 и верхнюю тягу 44 ручного привода соединен с валом кулака 45. При отклонении назад рычага 66 кулак 45 ручного привода крана, вращаясь, смещает вперед шток 65 тормозов прицепа. При этом стакан 54 отходит от выпускного клапана 55 тормозов прицепа, а впускной клапан 56 закрывается. Воздух из магистрали прицепа выходит в атмосферу; воздухораспределитель прицепа включает его тормоза, используя запас сжатого воздуха в баллоне. Пневматический привод, аналогичный по ус-

тройству и действию, применяется на колесных тракторах-тягачах К-700.

У пневмогидравлического привода много общего с гидравлическим, снабженным вакуумным усилителем. Однако в отличие от гидравлического в пневмогидравлическом приводе используется энергия сжатого воздуха.

#### § 4. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ

Ленточные тормоза уступают колодочным и дисковым практически по всем важнейшим показателям.

Колодочные тормоза уступают дисковым по эффективности действия при частом торможении, так как это вызывает нагрев колодок и тормозных барабанов и снижение коэффициента трения рабочих поверхностей колодочного тормоза.

Дисковый тормоз имеет плоскую поверхность трения, что уменьшает удельное давление и равномерно распределяет его на накладках. В результате износ накладок снижается, межрегулировочный период увеличивается. Дисковый тормоз свободен от действия радиальных сил, вызывающих дополнительные нагрузки на подшипники вала тормоза и изгиб вала.

Кроме того, дисковые тормоза лучше защищены от загрязнения и более компактны, чем колодочные.

Учитывая требования к приводам тормозных систем, можно заключить, что механический привод не обеспечивает одновременности действия, правильности распределения усилий и плавности торможения колесного тормоза. Благодаря простоте и дешевизне он применяется в тормозных системах колесных универсальных тракторов, центральных тормозах автомобилей.

Гидравлический и пневматический приводы равноценны по одновременности торможения, правильности распределения тормозных усилий и плавности торможения. Существенное преимущество пневматического привода заключается в том, что он обладает высоким коэффициентом усиления, то есть незначительным затратам мускульной энергии водителя соответствуют большие тормозные усилия. При работе автомобильного поезда пневматический привод позволяет осуществить надежное и более простое устройство для торможения прицепов. Сжатый воздух пневматического привода используется для ряда вспомогательных целей (например, для накачивания шин, привода стеклоочистителей). Однако по времени срабатывания пневматический привод уступает гидравлическому, кроме того, он более сложен в устройстве и техническом обслуживании. Оба привода требуют хорошей герметичности в соединениях и резко ухудшают свое действие при ее нарушении, а также при низких температурах из-за повышения вязкости тормозной жидкости (гидравлический привод) и возможного замерзания конденсата (пневматический привод).

Гидравлический привод распространен на колесных тормозах легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой и средней грузоподъемности, а пневматический — на грузовых автомобилях большой грузоподъемности, автопоездах и тракторах-тягачах.

#### § 5. ТОРМОЗНОЙ ПУТЬ

Движение автомобиля по горизонтальному пути с отключенным двигателем происходит только по инерции, а на уклоне дополнительно действует горизонтальная составляющая его веса, направленная параллельно дороге в сторону движения.

В момент торможения колес сила трения, возникающая между барабаном и колодками, создает тормозной момент  $M_T$  (см. § 5 главы 35),

противоположно направленный ведущему моменту  $M_{\text{вед}}$ , а между колесом и дорогой возникает тормозная сила  $T_{\text{т}}$ , противодействующая движению. Работа сил трения в тормозном механизме при торможении расходуется на замедление движения автомобиля или на его полную остановку, а кинетическая энергия, приобретенная им в процессе разгона, превращается в тепло, которое рассеивается в окружающем пространстве.

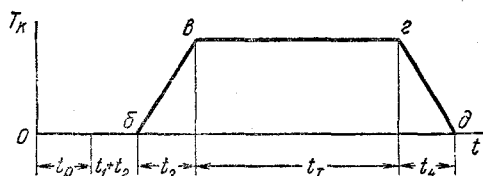


Рис. 299. Диаграмма торможения.

Основными показателями, характеризующими процесс торможения, служат тормозная сила  $T_{\text{т}}$ , время  $t$  и путь  $S$  торможения.

Зависимость  $T_{\text{т}} = f(t)$ , показывающая изменение тормозной силы  $T_{\text{т}}$  в процессе торможения, определяется экспериментально и называется *диаграммой торможения* (рис. 299).

Точка  $O$  диаграммы  $T_{\text{т}} = f(t)$  соответствует моменту, когда водитель увидел препятствие, требующее экстренного торможения.

Время  $t_{\text{р}}$  — время реакции водителя, необходимое для перехода к действию — торможению автомобиля. Средние значения времени реакции составляют 0,6—0,8 сек.

Нажатие педали и срабатывание привода занимает время  $t_1 + t_2$ , причем на протяжении этого времени автомобиль продолжает двигаться равномерно с начальной скоростью  $v_a$ . Время  $t_2$  срабатывания тормозного привода для гидравлического привода равно 0,03—0,05 сек, для пневматического — около 0,3 сек. Точка  $б$  диаграммы соответствует началу действия тормозной силы  $T_{\text{т}}$ , которая увеличивается на отрезке  $t_3$  и достигает своего максимума в точке  $в$ . Одновременно с этим возрастает и замедление автомобиля.

Время  $t_3$  нарастания тормозной силы составляет у автомобилей с гидравлическим приводом 0,15—0,20 сек, с пневматическим — 1,0 сек и у автопоездов с пневматическим приводом — 2—2,5 сек. Процесс полного торможения автомобиля за время  $t_{\text{т}}$  соответствует прямолинейному участку диаграммы  $вг$  и сопровождается поглощением кинетической энергии автомобиля.

После прекращения торможения сила  $T_{\text{т}}$  на участке  $гд$  диаграммы снижается до нуля на протяжении времени оттормаживания  $t_4$ .

Общий путь торможения на горизонтальном участке

$$S_{\text{т}} = 0,004k_3 \frac{v_a^2}{\varphi} \text{ м}, \quad (114)$$

где  $v_a$  — скорость автомобиля в начале торможения, км/ч;

$\varphi$  — коэффициент сцепления шины с дорогой;

$k_3$  — коэффициент эксплуатационных условий.

Коэффициент  $k_3$  учитывает влияние ряда эксплуатационных факторов на эффективность торможения: нагрузку автомобиля, техническое состояние тормозной системы и некоторые другие. Его значение в зависимости от типа автомобиля составляет 1,44—2,4.

Действие тормозных систем проверяется на ходу автомобиля (трактора) по величине пути торможения. Правилами движения, действующими в СССР, установлены следующие значения тормозного пути (начальная скорость 30 км/ч): для легковых автомобилей без нагрузки — 7,2 м, грузовых автомобилей грузоподъемностью до 4,5 т — 9,5 м и грузоподъемностью выше 4,5 т — 11 м.

Для колесных тракторов весом до 4 Т (без прицепа) при движении со скоростью 20 км/ч путь торможения равен 6 м. Тракторы весом свыше

4 Т должны иметь путь торможения не более 6,5 м. Для этих же тракторов, работающих с одним прицепом, путь торможения равен соответственно 6,5 м и 7,5 м.

## § 6. УХОД ЗА ТОРМОЗНЫМИ СИСТЕМАМИ

Исправность тормозной системы обеспечивается регулярной проверкой действия тормозов, тормозных приводов, уходом и регулировками. При каждом выходе автомобиля в рейс проверка работы тормозных систем обязательна.

К основным неисправностям тормозных систем следует отнести недостаточное торможение при нажатии на педаль или рычаг тормозной системы, торможение рывками, занос автомобиля при торможении и торможение автомобиля при отпущенной педали.

Причиной недостаточного замедления при торможении может стать замасливание, загрязнение или износ накладок тормозных колодок, лент и дисков тормозов. Замасленные накладки очищают и промывают, изношенные — заменяют. Замасливание накладок вызывается подтеканием смазки через сальниковые уплотнения, которые в этом случае нужно заменять. При сборке обращают внимание на упругость пружин колодок, крепление опорных пальцев, опорных дисков и других деталей.

Недостаточное торможение или притормаживание автомобиля при отпущенной педали происходит вследствие неправильной регулировки тормозных тяг: при большой длине ход педали увеличивается и полного торможения не происходит. Наоборот, при отсутствии свободного хода педали торможение может не прекращаться даже после того, как педаль будет отпущена. Неисправность устраняется регулировкой длины тормозных тяг. Для автомобиля ГАЗ-53А свободный ход педали должен составлять 8—14 мм, что соответствует зазору 1,5—2,5 мм (см. рис. 296) между штоком 3 и поршнем 4 главного цилиндра. Ход педали регулируют, изменяя длину тяги 2.

Причиной недостаточного торможения систем с гидравлическим приводом может стать утечка тормозной жидкости и попадание воздуха в тормозную систему. В качестве тормозной жидкости для гидравлического привода применяют различные смеси. Наиболее употребительные из них гликолевые (ГТЖ-22) и спиртово-касторовые (ЭСК и БСК).

Смешивание жидкостей различных марок недопустимо.

Для заполнения гидравлического привода автомобиля ГАЗ-53А жидкостью надо удалить грязь с главного цилиндра, перепускных клапанов и мест присоединения трубок и шлангов к колесным цилиндрам. Затем отвернуть пробку наливного отверстия главного цилиндра и заполнить его жидкостью. Уровень жидкости в главном цилиндре должен быть на 10—15 мм ниже заливного отверстия.

Чтобы удалить воздух из системы, надо прокачать все тормозные цилиндры. Для этого отвертывают болт перепускного клапана и ввертывают специальный штуцер со шлангом. Конец шланга опускают в банку емкостью 0,5 л, наполовину заполненную тормозной жидкостью. Затем перепускной клапан отвертывают на  $\frac{1}{2}$ — $\frac{3}{4}$  оборота, несколько раз резко нажимают на педаль и плавно ее отпускают. Прокачка ведется до прекращения выделения пузырьков воздуха через шланг, при этом следят за уровнем жидкости в главном тормозном цилиндре и при необходимости доливают ее. После прокачки перепускной клапан цилиндра плотно заворачивают, причем педаль должна быть нажата. После того как прокачают тормоза всех колес, вновь проверяют уровень жидкости в главном тормозном цилиндре.

Торможение автомобиля рывками может явиться результатом неравномерного износа рабочей поверхности тормозного барабана. Занос авто-

мобилия вызывается неравномерной регулировкой привода тормозов правого и левого колес.

Тормозная система автомобиля ЗИЛ-130 требует контроля за давлением воздуха. Давление воздуха в системе проверяют по манометру, перед выездом из гаража или после длительной стоянки оно не должно быть ниже  $4,5 \text{ кг/см}^2$ . В процессе работы автомобиля давление должно находиться в пределах  $5,6—7,3 \text{ кг/см}^2$ . Необходимо проверять герметичность соединений системы, через которые возможна утечка воздуха.

При начальном давлении воздуха  $7—7,3 \text{ кг/см}^2$  запас воздуха в резервуаре должен обеспечить  $8—10$  полных торможений при неработающем двигателе. Быстрое падение давления воздуха до  $2,0 \text{ кг/см}^2$  при остановленном двигателе указывает на его утечку. Увеличение давления более  $7,3 \text{ кг/см}^2$  указывает на неисправность регулятора давления, автоматически поддерживающего требуемое давление в системе. Если давление превышает  $10 \text{ кг/см}^2$ , то это свидетельствует о неисправности предохранительного клапана.

Уход за пневматическим приводом включает в себя проверку и регулировку натяжения ремня привода компрессора, проверку креплений, регулировку наибольшего давления в тормозных камерах, проверку работы тормозного крана и слив конденсата из воздушных баллонов. Полное торможение должно происходить при нажатии на рычаг или педаль после того, как они установлены в положение половины полного хода.

У тракторов МТЗ-50 и МТЗ-52 регулировка тормозов заключается в установлении нормального хода педали, равного  $80—100 \text{ мм}$  при усилии на педаль около  $12 \text{ кг}$ . Это достигается ввинчиванием или вывинчиванием тяги из регулировочной вилки при отпущенной контргайке. Свободный ход педалей правого и левого тормозов должен быть одинаковым.

#### Глава 40

### ХОДОВАЯ ЧАСТЬ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ

#### § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Масса гусеничного трактора через опорные катки и гусеницы распределяется по значительно большей опорной поверхности, нежели у колесного трактора. Этим обеспечиваются лучшее сцепление движителей с почвой, меньшее буксование, стабильные тяговые качества, возможность развивать более высокие тяговые показатели в сравнении с колесными машинами. Благодаря малым удельным давлениям на грунт гусеничные тракторы обладают повышенной проходимостью по слабым и влажным грунтам.

К недостаткам гусеничного трактора в сравнении с колесным относится более высокая стоимость его ходовой части, повышенная металлоемкость, большая сложность конструкции и повышенные затраты времени на техническое обслуживание.

Ходовая часть гусеничного трактора состоит из остова, подвески и гусеничного движителя.

Подвеска соединяет остов с гусеничным движителем, передает на него массу трактора и смягчает вертикальные колебания остова, возникающие при наезде на неровности грунта.

Гусеничный движитель воспринимает на себя массу трактора и приводит трактор в движение. Движитель состоит из гусеницы 8 (рис. 300, а), ведущего колеса 7, опорных катков 1, направляющего колеса 3 с натяжным устройством и поддерживающих роликов 9. Гусеница 8 — это замкнутая цепь, состоящая из отдельных звеньев, соединенных шарнирами или гибкой связью. Она охватывает ведущее 7 и направляющее 3 колеса, опорные катки 1 и поддерживающие ролики 9, образуя гусеничный обвод.

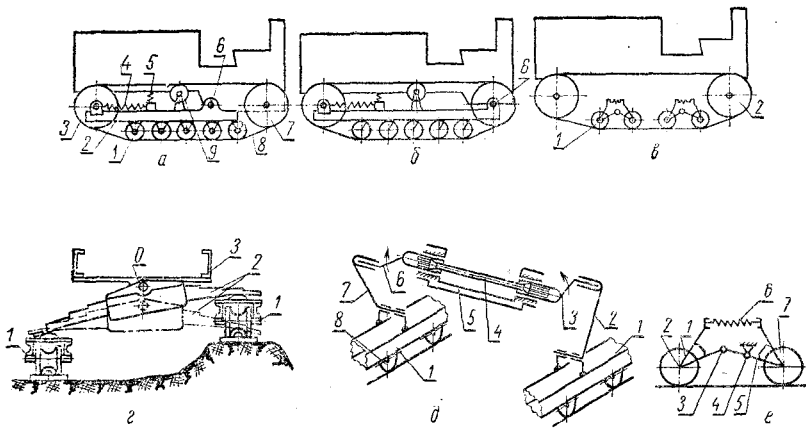


Рис. 300. Гусеничный движитель и типы подвесок:

а, б — полужесткие подвески: 1 — опорный каток; 2 — рама гусеничной тележки; 3 — направляющее колесо; 4 — пружина направляющего колеса; 5 — пружина подвески; 6 — задний шарнир подвески; 7 — ведущее колесо; 8 — гусеница; 9 — поддерживающий ролик; в — эластичная подвеска: 1 — балансирующие каретки подвески; 2 — ведущее колесо; г — полужесткая подвеска с пластинчатой рессорой (наезд одной гусеницы на препятствие): 1 — гусеничные тележки; 2 — пластинчатая рессора подвески; 3 — рама трактора; д — полужесткая подвеска с торсионом: 1 — гусеничные тележки; 2, 7 — соединительные звенья; 3, 6 — рычаги торсиона; 4 — торсионный вал; 5 — рама трактора; 8 — опорный каток; е — балансирующая каретка подвески: 1, 5 — корпуса балансирующей каретки; 2 — ось опорного катка; 3 — ось шарнира корпусов каретки; 4 — ось качания балансирующей каретки; 7 — опорный каток.

Под действием ведущего момента, приложенного к ведущему колесу 7, гусеница 8, перематываясь, расстилается под опорными катками 1. Возникшее от взаимодействия гусениц с почвой толкающее усилие действует на остов трактора и приводит его в движение, заставляя катки перекачиваться по гусеницам. Поддерживающие ролики 9 уменьшают провисание гусеницы 8 и предохраняют ее от бокового раскачивания во время движения. Натяжное устройство позволяет восстанавливать натяжение гусеницы, которая постепенно вытягивается вследствие износа. При наезде на препятствия происходит изменение гусеничного обвода, компенсирующееся упругим ходом направляющего колеса в пределах деформации пружины 4. Тем самым смягчаются лобовые толчки на остов и предупреждается возникновение чрезмерных усилий, вызывающих поломки деталей трактора.

К конструкции ходовой части гусеничного трактора предъявляются следующие основные требования:

эластичность подвески, обеспечивающая плавное движение трактора;

надежное сцепление гусеничного движителя с почвой при наименьших сопротивлениях качению и повороту;

хорошая самоочищаемость гусеницы от грязи (отсутствие залипания);

высокая долговечность гусеницы, опорных катков, ведущих колес и других элементов гусеничного движителя;

удобство эксплуатации, регулировок и замены звеньев, возможно меньший шум при движении.

Требования к плавности хода и меньшему шуму приобретают особое значение для тракторов, работающих на повышенных рабочих скоростях.

## § 2. ТИПЫ ПОДВЕСОК И ГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Конструкция подвески влияет на плавность хода трактора. Чрезмерное раскачивание трактора в движении вызывает дополнительный расход мощности и ухудшает условия работы на нем. Выбор типа подвески



зависит от величины рабочих и транспортных скоростей, на которые рассчитан данный трактор. Тип подвески определяет устройство гусеничного движителя. Различают два типа подвесок: полужесткую (упругую) и эластичную. У тракторов с полужесткой подвеской (Т-100М, Т-130, Т-4А, Т-54В, Т-38М) оси опорных катков 1 (рис. 300, а, б) устанавливаются на общей раме 2 (по одной на борт) и составляют жесткую систему. На этой раме также размещены ведущее 7 и направляющее 3 колеса с натяжным устройством, образующие все вместе гусеничную тележку. Рама 2 соединена с остовам трактора шарниром 6 и может совершать вокруг него колебательные движения в вертикальной плоскости. Шарнирное соединение остова с гусеничной тележкой может совпадать, как у трактора Т-100М, Т-130, или не совпадать (Т-38М) с центром вращения ведущего колеса (рис. 300, а). Впереди остов опирается на рамы тележек через пружину 5 или пластинчатую рессору 2 (рис. 300, г).

Для упругого соединения остова с тележками гусениц употребляются пластинчатые рессоры, цилиндрические пружины и торсионные валы 4 (рис. 300, д). Выполняющий роль рессорного устройства торсионный вал представляет собой упругий стержень, работающий на кручение (Т-38М). Концы вала 4, установленного в раме 5 трактора, жестко соединены рычагами 3 и 6. Звенья 2 и 7, связанные одними концами с рычагами 3 и 6, а другими — с рамами 1 гусеничных тележек, направлены в противоположные стороны и создают моменты, скручивающие вал 4.

Применяется также торсионно-балансирные подвески, имеющие переднее и заднее подрессоривание торсионами (виноградниковый трактор Т-54В).

При движении трактора с полужесткой подвеской каждая гусеничная тележка 1 (рис. 300, г) может перемещаться относительно рамы 3 трактора независимо. Так как тележка 1 обладает достаточно большой массой, то после преодоления препятствия происходит ее удар о почву, который, несмотря на упругую рессору 2, передается остову 3 трактора. Поэтому скорость трактора с полужесткой подвеской ограничивается 9—12 км/ч.

Эластичная подвеска имеет независимое подрессоривание относительно остова каждого катка или группы катков 7 (рис. 300, е). Эластичные подвески с подрессориванием двух или нескольких катков носят название балансирных. В качестве рессорных элементов такой подвески могут применяться пластинчатые рессоры, пружины и торсионные валы. Эластичные подвески лучше амортизируют толчки, обладают хорошей плавностью хода и позволяют работать на более высоких скоростях. Эластичная подвеска, показанная на рисунке 300, в, е, имеет две балансирные каретки на каждый борт (ДТ-75М, ДТ-75, Т-74); каждая каретка объединяет два опорных катка. Каретка состоит из двух шарнирно соединенных между собой корпусов 1 и 5, имеющих ось 4 качания на раме трактора. Корпуса 1 и 5 шарнирно соединены на оси 3. Опорные катки 7 устанавливаются на осях 2, закрепленных в корпусах каретки, и могут перемещаться независимо друг от друга. Верхние части корпусов имеют кронштейны, в которые устанавливаются цилиндрические пружины 6 для упругого относительного перемещения катков.

По конструкции шарниров гусеницы подразделяют на *открытые* и *закрытые*, или *защищенные*. У гусениц с открытым шарниром (рис. 301, а) отверстия под пальцы 3 изготовлены без механической обработки (ДТ-75М, ДТ-75, Т-74). Преимущество этой гусеницы — простота изготовления. Гусеницы с защищенными шарнирами (рис. 301, б) имеют обработанные отверстия в звеньях 4, в которые устанавливаются также обработанные втулки 5 и пальцы 3. Плотная посадка пальцев и втулок в звеньях и лабиринт 6 защищают шарнир от абразивных частиц, и в результате срок службы гусеницы повышается (Т-100М, Т-130, Т-4). Сборка и разборка такой гусеницы требуют специальных приемов и от-

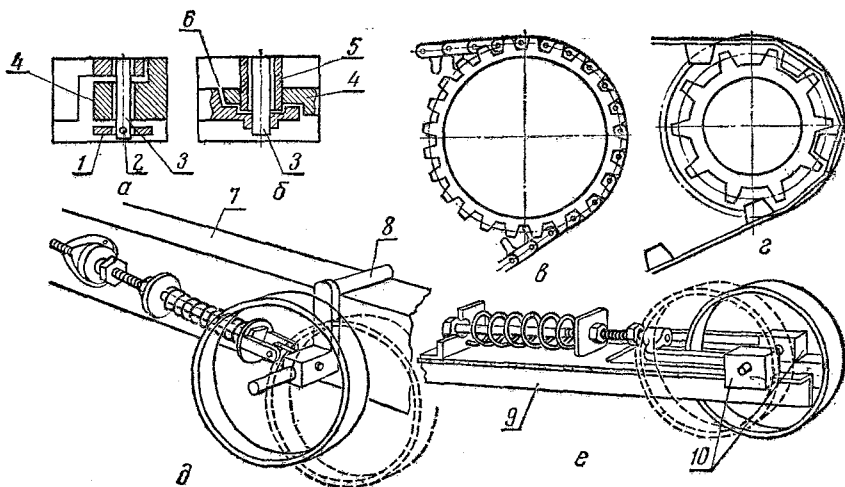


Рис. 301. Элементы гусеничных движителей:

*a* — гусеница с открытыми шарнирами; *б* — гусеница с закрытыми шарнирами; *с* — цевочное зацепление гусеницы и ведущего колеса; *е* — гребневое зацепление гусеницы и ведущего колеса; *д* — направляющее колесо с кривошипным натяжным устройством; *е* — направляющее колесо с ползунковым натяжным устройством: 1 — шайба; 2 — шплинт; 3 — палец; 4 — звено; 5 — втулка; 6 — лабиринт; 7 — остов трактора; 8 — кривошип натяжного устройства; 9 — рама гусеничной тележки; 10 — ползуны.

личаются большой трудоемкостью, тогда как для гусеницы с открытым шарниром на это уходит сравнительно небольшое время.

По способу изготовления звенья гусеницы могут быть *литыми* и *штампованными*. Звенья с открытыми шарнирами выполняются литыми, а звенья с закрытыми — как литыми, так и штампованными.

Ведущее колесо (звездочка) изготавливается в виде ступицы с привернутым к ней (или отлитым как одно целое) зубчатым венцом.

Число зубцов ведущего колеса иногда выполняется нечетным, а шаг меньшим вдвое, чем шаг гусеницы. Такие соотношения позволяют работать каждому зубу один раз за два оборота, причем всякий раз с новым звеном гусеницы (например, Т-100М, Т-130, Т-4А).

По типу зацепления с ведущим колесом различают гусеницы с *цевочным* и *гребневым зацеплением*. В цевочном зацеплении (например, Т-100М, Т-130, Т-4А, ДТ-75М, Т-74) зуб ведущего колеса входит в зацепление с цевкой — втулкой или проушиной звена (рис. 301, *с*). В гребневом зацеплении (Т-38М) впадина ведущего колеса входит в зацепление с выступом (гребнем) звена гусеницы (рис. 301, *е*).

Направляющие колеса могут иметь кривошипные и ползунковые натяжные устройства (рис. 301, *д*, *е*). Направляющие колеса с ползунковым натяжным устройством (Т-130, Т-100М, Т-4А, Т-54В) устанавливаются на рамах гусеничных тележек и перемещаются по рамам 9 тележек на ползунах 10 (рис. 301, *е*). Направляющие колеса с кривошипным натяжным устройством монтируются на раме трактора; их положение относительно остова (рис. 301, *д*) можно изменять кривошипом 8 (ДТ-75М, ДТ-75, Т-74).

По способу регулирования натяжные устройства делятся на *механические* и *гидравлические*. В первом случае натяжение регулируют, вращая гайки натяжного устройства, во втором — нагнетая шприцем в рабочую полость натяжного устройства масло при натяжении гусеницы и сливая масло из полости через специальное отверстие при ослаблении натяжения гусеницы (Т-130, Т-150). Этот способ в сравнении с механическим облегчает труд и экономит время.

### § 3. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ ТРАКТОРОВ ДТ-75М, ДТ-75, Т-74

Ходовая часть тракторов ДТ-75М, ДТ-75, Т-74, выполненная по однотипной конструктивной схеме, имеет остов рамного типа и эластичную подвеску. Ряд узлов и деталей ходовой части этих тракторов унифицирован (гусеница, поддерживающие ролики, уплотнения и некоторые детали кареток подвески). Рамы этих тракторов клепаные (Т-74) и сварные (ДТ-75М, ДТ-75), обладают большой жесткостью и прочностью.

Рама трактора ДТ-75 состоит из двух продольных лонжеронов 7 (рис. 302) замкнутого прямоугольного сечения, соединенных впереди осью 4, в середине — двумя брусками 12 и 17 и сзади — осью 19. Передняя ось 4 прикреплена к лонжеронам бугелями 22. Задняя ось 19 установлена в соединительных кронштейнах 21, прикрепленных к кронштейнам 20 лонжеронов. Для крепления задних опор двигателя служат накладки 8. Передняя опора двигателя укрепляется кронштейнами на оси 4. К оси 4 кронштейнами прикреплены буфер 1 и груз 2, которые служат балластом, обеспечивающим более выгодное расположение центра тяжести трактора. К кронштейнам 3 лонжеронов прикрепляется водяной радиатор двигателя; эти кронштейны используются для присоединения боковых секций навесных машин. Кроме того, для установки навесных машин впереди и сбоку трактора служат размещенные на лонжеронах кронштейны 11 с площадками 10 и осью 15. На оси 15 размещены кронштейны 13 опоры механизма управления трактора.

Узлы ходовой части трактора соединяются с лонжеронами рамы следующим образом. Для крепления кареток подвески служат полые цапфы 9, а во фланцах 16 закрепляются кронштейны осей поддерживающих роликов. Кронштейны 14 предназначены для упорных яблок болтов

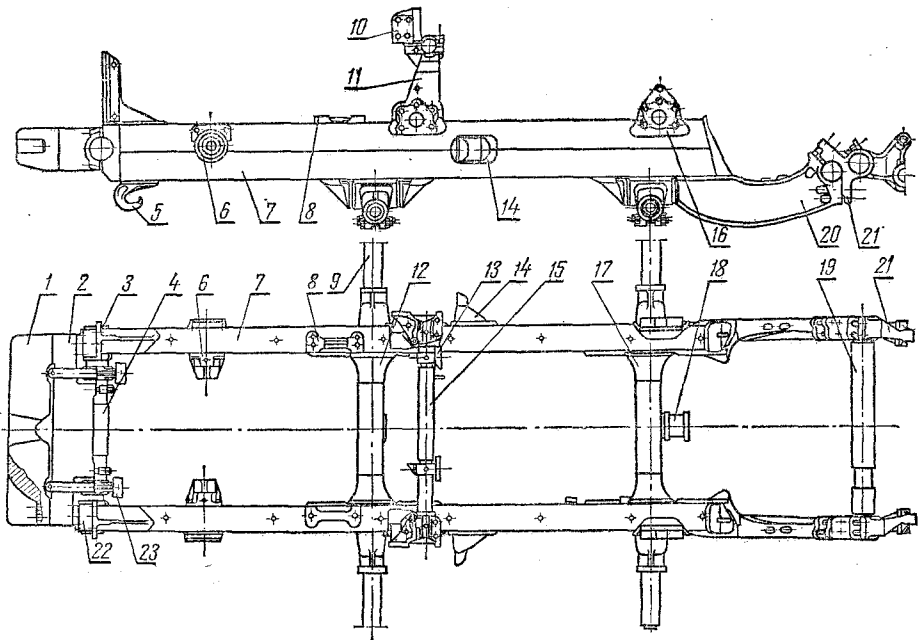


Рис. 302. Рама трактора ДТ-75:

1 — буфер; 2 — балластный груз; 3 — передние кронштейны; 4 — передняя ось; 5 — буксирный крюк; 6 — опоры коленчатой оси натяжного колеса; 7 — лонжероны; 8 — накладки для крепления задней опоры двигателя; 9 — цапфа каретки подвески; 10 — площадки для крепления боковых навесок; 11 — верхний кронштейн; 12 — передний поперечный брус; 13 — кронштейн опоры механизма управления; 14 — кронштейны упорного яблока болта натяжения гусеницы; 15 — верхняя ось; 16 — задний фланец поддерживающего ролика; 17 — задний поперечный брус; 18 — опора корпуса силовой передачи; 19 — задняя ось; 20 — задний кронштейн; 21 — соединительные кронштейны; 22 — передний бугель; 23 — кронштейн крепления передней опоры двигателя.

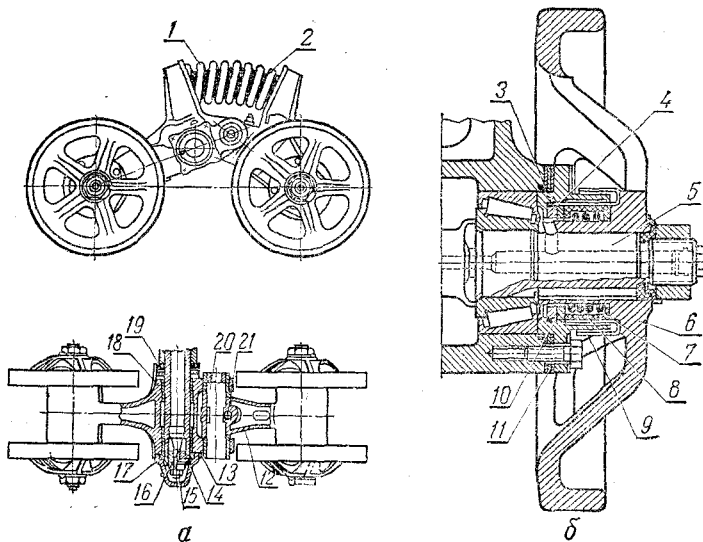


Рис. 303. Балансирная каретка подвески тракторов Д-75 и ДТ-75М:

*а* — каретка подвески; *б* — опорный каток; 1, 2, 7 — пружины; 3 — уплотнительное резиновое кольцо; 4, 10 — уплотняющие кольца; 5 — ось опорного катка; 6 — каток; 8 — уплотняющий чехол; 9 — уплотнительный колпак; 11 — регулировочные прокладки; 12, 18 — балансиры; 13 — прокладка; 14 — упорная шайба; 15 — гайка; 16 — распорный болт; 17 — крышка; 19 — уплотнение; 20 — ось качания; 21 — клин.

натяжения гусениц; в опорах *б* устанавливаются коленчатые оси направляющих колес. Для крепления передней части корпуса силовой передачи к раме предусмотрена опора *18*, а также специальные расточки в задних *20* и соединительных *21* кронштейнах. В передней части лонжеронов снизу приварены буксирные крюки *5*.

Рама трактора ДТ-75М несколько длиннее рамы трактора ДТ-75, это вызвано установкой на нее двигателя АМ-41.

**Гусеничный движитель** имеет эластичную подвеску с четырьмя балансирными каретками и поддерживающими роликами, расположенными попарно с каждой стороны рамы.

Балансирная каретка подвески (рис. 303, *а*) состоит из внешнего *18* и внутреннего *12* балансира, соединенных шарнирно осью качания *20*. Ось *20* закреплена в балансире *12* клином *21* и качается во втулках, запрессованных в балансир *18*. Верхние части балансира снабжены чашками и распираются помещенными в них пружинами *1* и *2*.

Каретка устанавливается на сменных цапфах и от спадания удерживается упорной шайбой *14* и гайкой *15* с распорным болтом *16*; перемещение каретки ограничивается крышкой *17*. Балансир *18* имеет сменные втулки, которыми каретка установлена на цапфе рамы, смазываемые жидким маслом. Вытекание смазки со стороны рамы предупреждается уплотнением *19* (каркасный и войлочный сальники) и с внешней стороны — прокладкой и крышкой *17*.

В ступице каждого балансира на конических роликоподшипниках установлена ось *5* с запрессованными на нее опорными катками *6*.

Опорные катки *6* (рис. 303, *б*) закреплены на оси шпонкой и гайкой. Смазка катков жидкая. Уплотнение опорных катков торцевое, резино-металлическое, устроено следующим образом. На лыску ступицы катка *6* насажено каленое шлифованное уплотняющее кольцо *10*, имеющее возможность свободно перемещаться вдоль ступицы. Кольцо *10* прижимается пружиной *7* к неподвижному шлифованному кольцу *4*, которое уплотнено резиновым кольцом *3*. Для уплотнения нерабочей стороны кольца пружина заключена в уплотняющий чехол *8* из маслястойкой резины; от грязи уплотнение защищено лабиринтом, образуемым колпа-

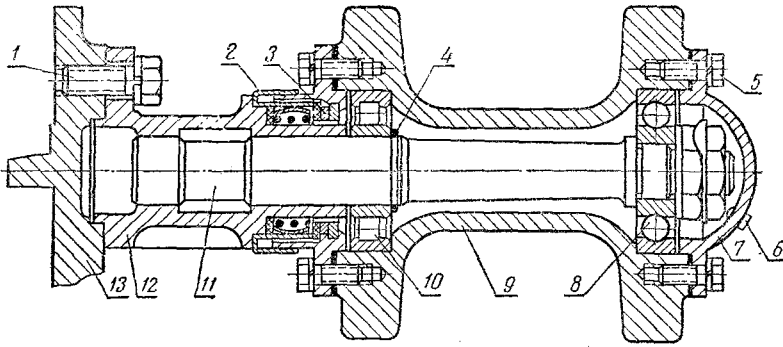


Рис. 304. Поддерживающий ролик тракторов ДТ-75, ДТ-75М, Т-74:

1, 5 — болты; 2 — лабиринтное уплотнение; 3 — резинометаллическое торцовое уплотнение; 4 — стопорное кольцо; 6 — пробка маслосмазочного отверстия; 7 — крышка; 8 — шарикоподшипник; 9 — поддерживающий ролик; 10 — роликподшипник; 11 — ось; 12 — кронштейн; 13 — фланец рамы.

ком 9. При замене изношенного уплотнения необходимо соблюдать осторожность, чтобы не повредить резиновый чехол 8. Причиной подтекания масла через уплотнение может быть также износ уплотняющих колец 4 и 10 и их коробление при нагреве.

Поддерживающие ролики тракторов ДТ-75М, ДТ-75 и Т-74 взаимозаменяемы. К фланцу 13 (рис. 304) рамы трактора прикреплен болтами 1 кронштейн 12 с запрессованной в него осью 11. На оси в подшипниках 8 и 10 установлен поддерживающий ролик 9 (в последних конструкциях он обрезинен). Уплотнение внутреннего (со стороны рамы) подшипника 10 торцовое и лабиринтное, одинаковое с уплотнением опорных катков. Внешний подшипник 8 закрыт крышкой 7. Подшипники смазываются через отверстие в крышке, закрытое пробкой 6.

Направляющее колесо и натяжное устройство тракторов ДТ-75М и ДТ-75 кривошипного типа размещено на раме трактора. Направляющее колесо 8 (рис. 305) установлено в двух конических роликподшипниках 7 на цапфе коленчатой оси 4. Коленчатая ось 4 находится во втулках 1 опоры рамы и зафиксирована в продольном направлении упорной шайбой 2, прикрепленной к торцу оси болтами 3. Направляющее колесо удерживается на цапфе коленчатой оси внутренней обоймой наружного роликподшипника, закрепленной упорной шайбой и двумя гайками с замковой шайбой. С внешней стороны наружный подшипник закрыт глухой крышкой 11; внутренний подшипник защищен резино-металлическим торцовым и лабиринтным уплотнениями. Конструкция сальниковых уплотнений и смазка подшипников такие же, как

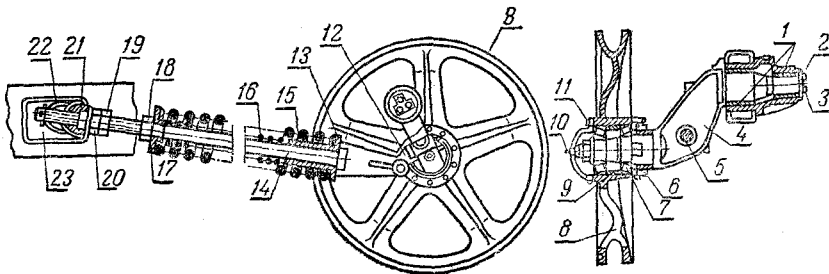


Рис. 305. Направляющее колесо и натяжное устройство тракторов ДТ-75 и ДТ-75М:

1 — втулки; 2 — упорная шайба; 3 — болт; 4 — коленчатая ось; 5 — шпонка; 6 — резино-металлическое торцовое и лабиринтное уплотнения; 7 — роликподшипник; 8 — направляющее колесо; 9 — распорная втулка; 10 — пробка маслосмазочного отверстия; 11 — крышка; 12 — ушко; 13, 17 — упоры пружин; 14 — натяжной болт; 15 — наружная пружина; 16 — внутренняя пружина; 18 — гайка; 19 — контргайка; 20 — регулировочная гайка; 21 — упорное яблоко; 22 — упор шарового яблока; 23 — рама трактора.

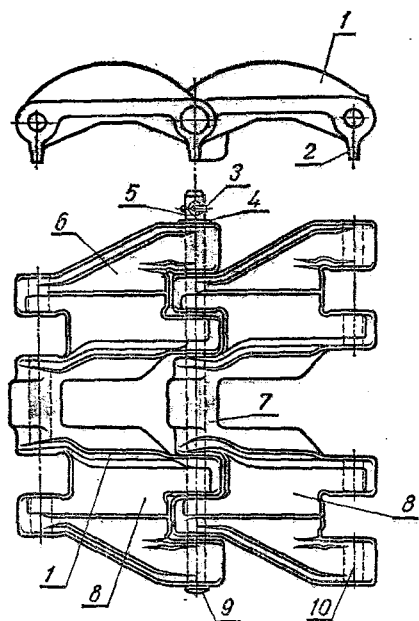


Рис. 306. Гусеница тракторов ДТ-75, ДТ-75М и Т-74:

1 — реборды звена; 2 — шпора; 3 — шплинт; 4 — шайба; 5 — палец; 6 — звено гусеничной цепи; 7 — средняя проушина звена; 8 — беговая дорожка звена; 9 — головка пальца; 10 — боковая проушина.

Гусеница (рис. 306) литая, с открытыми шарнирами. Она состоит из стальных литых звеньев 6, соединенных между собой пальцами 5. С одной стороны пальца выштампована головка, а с противоположной (внутренней) стороны он удерживается шплинтом 3 и шайбой 4. Звено гусеницы имеет семь проушин, из которых четыре расположены впереди (по движению трактора) и три — сзади. Отверстия под пальцы в проушинах не обработаны. Звено имеет гладкие внутренние поверхности, ограниченные ребордами. Внутренние поверхности звена служат беговыми дорожками опорных катков, а реборды — их направляющими, исключая соскакивание гусеницы. Шпоры 2 на звеньях улучшают сцепление гусеницы с почвой. Прорезь (цевка) в середине звена служит для вхождения зуба ведущего колеса в зацепление со звеном. Звенья гусеницы отливаются из аустенитной высокомарганцовистой стали, обладающей хорошей сопротивляемостью истиранию, подвергаются закалке. Пальцы изготавливаются из закаляющихся сталей, поверхность закаливается токами высокой частоты.

#### § 4. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ ТРАКТОРОВ Т-4 И Т-4А

**Остов** трактора полурамный, состоит из двух коробчатых лонжеронов, прикрепленных к корпусу заднего моста через кронштейны болтами. Впереди лонжероны соединены передним брусом.

**Подвеска** трактора полужесткая, выполнена по схеме, изображенной на рисунке 300, б. Сзади корпус заднего моста своими осями шарнирно соединен с рамами гусеничных тележек, а впереди опирается на них через пластинчатую рессору.

**Гусеничный движитель** (рис. 307) состоит из гусеничных тележек и гусениц. Каждая гусеничная тележка имеет сварную раму 18, к лонжеронам которой присоединены оси опорных катков 12. К верхней части

в опорных катках и поддерживающих роликах. Регулировка подшипников осуществляется гайкой, накрученной на цапфу оси 4. Коленчатая ось 4 связана с упором 13 натяжного устройства ушком 12. Ушко закреплено в коленчатой оси шпонкой и гайкой, а с упором связано пальцем. В отверстие упора 13 вставлен натяжной болт 14, на котором размещены внутренняя 16 и наружная 15 пружины. Первоначальное натяжение амортизирующих пружин, от которого зависит упругий ход натяжного колеса, регулируют гайкой 18 заднего упора 17. Сзади натяжной болт 14 устанавливается в упорном яблоке 21, помещенном в упоре 22 кронштейна рамы трактора, и фиксируется в нем регулировочной гайкой 20 с контргайкой 19. Натяжение гусеницы регулируется гайкой 20.

Направляющее колесо и натяжное устройство трактора Т-74 выполнены по аналогичной схеме, но имеют ряд отличий: колесо состоит из ступицы и двух съемных ободов, пружина натяжного устройства в сжатом состоянии короче, благодаря чему ее амортизирующие свойства (упругий ход) меньше.

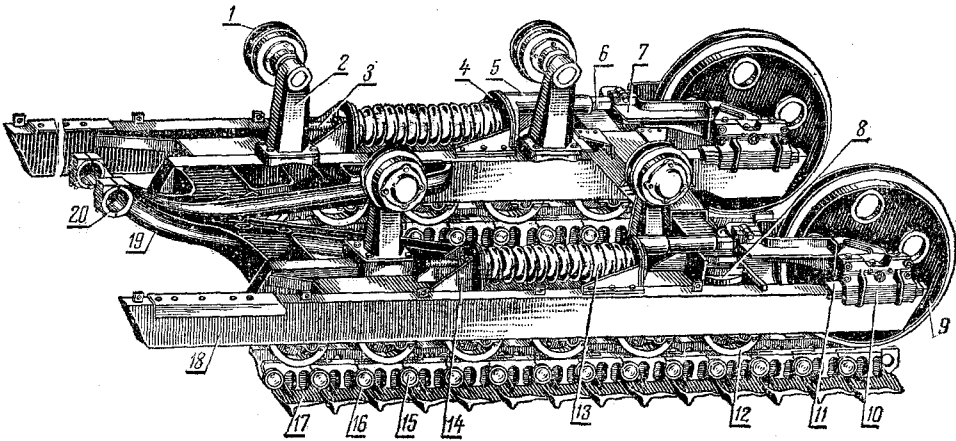


Рис. 307. Гусеничный движитель трактора Т-4:

1 — поддерживающий ролик; 2 — кронштейн поддерживающего ролика; 3 — стяжной болт пружины; 4 — направляющий кронштейн; 5 — натяжной кронштейн; 6 — натяжной регулировочный винт; 7 — вилка; 8 — амортизатор рессоры подвески; 9 — направляющее колесо; 10 — опора направляющего колеса; 11 — опорная планка; 12 — опорный каток; 13 — пружина; 14 — задний упор пружины; 15 — палец звена гусеницы; 16 — втулка звена; 17 — звено гусеницы; 18 — рама гусеничной тележки; 19 — раскос гусеничной тележки; 20 — разъемный подшипник раскоса.

рамы прикреплены болтами кронштейны 2 поддерживающих роликов 1, а впереди установлены направляющие колеса 9 с натяжным устройством ползункового типа (см. рис. 301, е). На рамах тележек закреплены амортизаторы 8 (рис. 307), на которых свободно лежат концы балансирующей рессоры. Рессора состоит из четырех рессорных листов, стянутых стремлянками и стяжками, помещенных в штампованную коробку, прикрепленную через угольники болтами к раме трактора. Разъемные подшипники 20 раскосов 19 обеспечивают шарнирное соединение тележек с осями заднего моста.

Опорные катки 12 штампованные, сварены из двух половин и установлены на оси в двух цилиндрических роликоподшипниках. В отличие от опорных катков тракторов с эластичной подвеской (см. рис. 303), имеющих вращающиеся оси, оси опорных катков 12 (рис. 307) неподвижно закреплены в рамах гусеничных тележек. На каждой тележке по шести катков, из которых первый, третий и пятый (от ведущего колеса) — однобортные, а второй, четвертый и шестой — двубортные. Подшипники защищены резино-металлическими уплотнениями такого же типа, как у ходовой части трактора ДТ-75М, ДТ-75 и Т-74 (см. рис. 303).

Поддерживающие ролики 1 (рис. 307) стальные, установлены на осях в конических роликоподшипниках, уплотнение такое же, как у опорных катков.

Натяжное устройство, установленное на раму тележки, состоит из вилок 7, натяжного регулировочного винта 6, натяжного кронштейна 5, направляющего кронштейна 4, пружины 13, стяжного болта 3, ограничительной трубы (помещена на стяжном болте) и заднего упора 14. Натяжение гусеницы регулируют, ввинчивая винт 6 в натяжной кронштейн 5 или вывинчивая его оттуда.

Гусеница с защищенными шарнирами состоит из 43 литых стальных звеньев с закаленными беговыми дорожками, соединенных пальцами и втулками. В отверстия внутренних щек звена 1 (рис. 308) запрессованы втулки 3, а в отверстия наружных — малые втулки 4. Внутренние щеки одного звена с запрессованной в них втулкой входят между наружными щеками другого звена. В отверстия наружных щек через втулку запрессован палец 2. Палец во втулке внутренних щек сидит свободно. Выступающие концы втулки одного звена входят в отверстия наружных щек второго и образуют лабиринтное уплотнение. Пальцы закалены то-

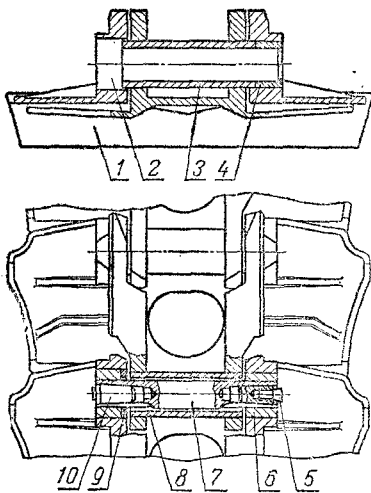


Рис. 308. Гусеница трактора Т-4:

1 — звено гусеницы; 2 — палец; 3 — втулка; 4 — малая втулка; 5 — пробка; 6, 8 — втулки замыкающего звена; 7 — замыкающий палец; 9 — кольцо; 10 — стопорный конус.

ление происходит через один зуб, так как расстояние между осями втулок гусеницы в два раза больше расстояния между впадинами ведущего колеса. На трактор Т-4А устанавливается литая гусеница с открытыми шарнирами по типу гусениц тракторов ДТ-75, Т-74.

## § 5. ОСОБЕННОСТИ УСТРОЙСТВА ХОДОВОЙ ЧАСТИ ТРАКТОРА Т-54В

Одна из особенностей трактора Т-54В заключается в том, что благодаря применению сменных деталей его ходовая часть может быть оборудована для выполнения работ общего назначения (ширина гусеницы 300 мм, колея 950 мм) и работ в виноградниках, садах, а также для междурядной обработки некоторых пропашных культур (ширина гусеницы 200 мм, колея 850 мм).

Остов трактора полурамный, состоит из полурамы и корпусов силовой передачи: муфты сцепления, коробки передач и заднего моста.

Подвеска трактора полужесткая, торсионно-балансирующая, с передним и задним поддрессориванием. Передняя часть подвески состоит из торсиона 4 (рис. 309), соединенного системой рычагов с рамой 9 гусеничных тележек. Концы торсиона вставлены в шлицевые отверстия труб 2, сваренных в двуплечие рычаги 1 и вращающихся во втулках 3 трубы 2. Труба 6 через приваренные к ней кронштейны прикреплена к лонжеронам 5 полурамы. Двуплечие рычаги 1 шарнирно связаны с шатунами 7, которые, в свою очередь, соединены с кронштейнами 8 гусеничных тележек.

Задняя часть подвески имеет трубу 12, в которой помещены два круглых торсиона 11, соединенных шпилькой. В среднюю часть трубы

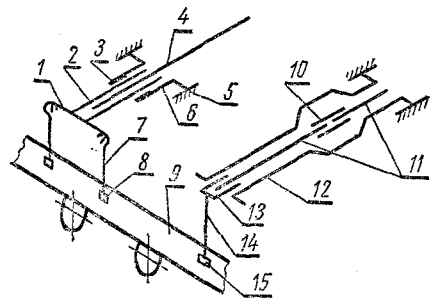


Рис. 309. Схема подвески трактора Т-54В:

1 — двуплечий рычаг; 2, 6, 12 — трубы; 3 — втулка; 4, 11 — торсионы; 5 — лонжерон полурамы; 7 — шатун; 8, 15 — кронштейны; 9 — рама гусеничной тележки; 10, 13 — шлицевые втулки; 14 — рычаг.



сварена шлицевая втулка 10, где закреплены шлицевые концы торсионов. Внешние шлицевые концы торсионов вставлены в шлицевую втулку 13. Втулка 13 своими выступами входит в паз рычага 14 задней подвески. Труба 12 установлена в расточках корпуса заднего моста. Штифты, помещенные между трубой и корпусом заднего моста, воспринимают осевые нагрузки при закручивании торсиона. Рычаги 14 поворачиваются во втулках относительно трубы 12 и соединены с рамой гусеничной тележки.

**Гусеничный движитель** состоит из гусеничных тележек и литой гусеницы с открытыми шарнирами. На каждой гусеничной тележке размещены четыре опорных катка и направляющие колеса с натяжным и амортизирующим устройствами. Особенность гусеничной тележки заключается в том, что она представляет собой трубу прямоугольного профиля, полость которой используется в качестве резервуара для централизованной смазки подшипников опорных катков. Централизованная смазка сокращает число точек смазки ходовой части и уменьшает трудоемкость технического обслуживания.

Опорные катки установлены на конических роликоподшипниках, посаженных на ось катка. Оси трубчатые, приварены к раме тележки и расположены по отношению к ней консольно. Трубчатое сечение оси обеспечивает поступление масла из полости рамы тележки к подшипникам и облегчает конструкцию.

Основные детали поддерживающего ролика (подшипники, ролик, уплотнения и другие) такие, как и у опорного катка. Кронштейн поддерживающего ролика (с запрессованной в него осью) прикреплен не к раме гусеничной тележки (см. рис. 307), а к корпусу конечной передачи.

Направляющее колесо ползункового типа, вращается на двух конических роликоподшипниках; натяжное устройство имеет одинарную цилиндрическую пружину. Уплотнения опорных катков, поддерживающих роликов и направляющих колес торцовые, резино-металлические, как у описанных выше тракторов.

Гусеница (как отмечалось выше, трактор может быть оборудован гусеницами шириной 200 и 300 мм) представляет собой отлитые из марганцовистой стали звенья, соединенные пальцами.

В отверстия проушин узкой (200 мм) гусеницы для повышения срока службы запрессованы разрезные каленые втулки. После некоторого износа втулки поворачивают неизношенной стороной, используя их до тех пор, пока не потребуются полной замены.

## § 6. УХОД ЗА ХОДОВОЙ ЧАСТЬЮ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ

Механизмы ходовой части гусеничных тракторов необходимо регулярно смазывать и периодически регулировать. Смазке подвергаются подшипники направляющих колес, поддерживающих роликов, опорных катков, шарниров и соединений подвески.

Конические роликоподшипники опорных катков тракторов ДТ-75М, ДТ-75 и Т-74 регулируют, если осевой зазор в них превышает 0,5 мм. Зазор проверяют, перемещая катки вперед и назад вдоль их оси. При этом ломик закладывают между катками и балансиром. Если необходима регулировка подшипников, то каретку снимают с цапфы. Вслед за этим расшплинтовывают и отвертывают гайки. При помощи съемника демонтируют катки, отвинчивают болты корпусов уплотнения и снимают их вместе с прокладками. Корпуса уплотнения и подшипники промывают топливом. Затем снимают с корпусов уплотнения такое количество регулировочных прокладок, которое необходимо для восстановления нормального осевого зазора в подшипниках. Прикрепляют болтами корпуса уплотнения с прокладками к ступице балансира. Через деревянную накладку ударяют молотком по концам оси и, не поворачивая ось, прове-

**ряют ее перемещение от руки.** Если осевого перемещения нет и ось свободно вращается, регулировка выполнена правильно. После этого собирают и устанавливают каретку.

С течением времени натяжение гусеницы слабеет. Работа с недостаточно натянутой гусеницей, так же как с чрезмерно натянутой, ведет к повышенным износам, излишней потере мощности на трение в шарнирах и плохой управляемости трактора. Слабое натяжение гусеницы вызывает проскальзывание ее в зацеплении с ведущим колесом и спадание. Важно, чтобы натяжение гусениц было одинаковым. Неравномерное натяжение гусениц сопровождается уводом трактора в сторону более туго натянутой гусеницы.

Проверку натяжения гусеницы и ее регулировку проводят на ровной твердой площадке. Натяжение гусеницы проверяют по провисанию ее верхней части. Для этого на пальцы звеньев, расположенных над поддерживающими роликами, укладывают рейку. Расстояние от рейки до пальца наиболее провисшего звена должно находиться в пределах 30—50 мм, при этом амортизирующая пружина должна быть затянута до 640 мм (ДТ-75 и ДТ-75М). Для регулировки натяжения гусеницы трактора ослабляют контргайку 19 (см. рис. 305) регулировочной гайки 20. Отвертывая регулировочную гайку 20, продвигают коленчатую ось 4 вперед. После этого затягивают контргайку 19. Для облегчения последующих регулировок натяжной болт 14 нужно густо смазать, а его открытую часть обмотать брезентом. Если направляющее колесо после нескольких натяжений займет крайнее предельное положение, необходимо распусить гусеницу и удалить одно звено.

РАЗДЕЛ ОДИННАДЦАТЫЙ

# РАБОЧЕЕ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

---

Глава 41

## ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ НАВЕСНЫЕ СИСТЕМЫ

### § 1. НАЗНАЧЕНИЕ НАВЕСНОЙ СИСТЕМЫ

Гидравлическая навесная система служит для управления навесными, полунавесными и прицепными машинами. Она используется также для ряда вспомогательных операций: например, подъема трактора, регулирования его колеи, сцепки трактора с полуприцепом, догрузки ведущих колес (ГСВ), облегчения рулевого управления (гидроусилители).

Гидравлическая навесная система состоит из гидравлического оборудования и навесного устройства, предназначенного для соединения машин и орудий с трактором.

Гидравлический привод позволил размещать машины и их рабочие органы по отношению к трактору так, что при этом создаются условия, способствующие лучшему выполнению технологических операций.

Различные узлы гидравлической навесной системы сельскохозяйственных тракторов — насосы, распределители, силовые цилиндры, шланги и арматура, навесные устройства — выполняются унифицированными.

Основные агрегаты навесных систем устанавливаются на тракторе независимо один от другого, отдельно, по схеме, которая получила название раздельно-агрегатной. Ниже рассматривается устройство и работа отдельных частей и механизмов раздельно-агрегатной гидравлической навесной системы.

### § 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ НАСОСЫ

Процессы управления навесной машиной протекают весьма ограниченное время. Так, подъем навесной машины в конце гона должен происходить в течение не более чем 2—3 сек, иначе обработка почвы не будет качественной. Поэтому насос гидросистемы, называемый объемным, должен подать в силовой цилиндр в единицу времени некоторое количество жидкости под высоким давлением.

В объемных насосах используется принцип перемещения определенных объемов жидкости из всасывающей полости в нагнетательную и передачи ей избыточного давления, необходимого для преодоления возникающих нагрузок.

В зависимости от рабочего («вытеснительного») элемента объемные насосы разделяют на *шестеренчатые, поршневые, лопастные* и некоторые другие.

Основным показателем объемного насоса служит рабочий объем  $q$ , описываемый его вытеснительным элементом за один оборот ( $см^3/об$  или  $л/об$ ). Теоретическая производительность насоса определяется по формуле:

$$Q_T = qn \text{ л/мин}, \quad (115)$$

где  $n$  — число оборотов вала насоса в минуту.

Различают насосы *постоянной* и *переменной* производительности. Конструкция насосов переменной производительности, которые, напри-

мер, устанавливаются на гидрообъемных передачах (см. § 2 главы 31), предусматривает возможность изменения рабочего объема  $q$  в зависимости от режима нагрузки. У насосов постоянной производительности рабочий объем  $q$  остается неизменным, как это имеет место у шестеренчатых насосов.

Фактическая производительность  $Q_{\text{ф}}$  насоса отличается от теоретической на величину объемных и гидравлических потерь, возникающих в процессе работы. Объемные потери — результат утечки жидкости через зазоры и неплотности — оцениваются объемным к.п.д.

$$\eta_{\text{об}} = \frac{Q_{\text{ф}}}{Q_{\text{т}}}. \quad (116)$$

В тракторных гидросистемах применяются *объемные шестеренчатые насосы постоянной производительности*. Основные достоинства этих насосов — компактность, малый вес, надежность, отсутствие регулировок, простой уход, высокий к.п.д.

Объемный к.п.д. шестеренчатого насоса, характеризующий в основном утечки жидкости через радиальный зазор между дуговой поверхностью корпуса 9 (рис. 310) и внешней цилиндрической поверхностью шестерни, а также через торцовый зазор, образуемый боковыми стенками корпуса и торцами шестерен, достигает 0,9.

Для гидросистем тракторов разных тяговых классов выпускаются унифицированные насосы трех основных типоразмеров: НШ-10, НШ-32 и НШ-46. Буквы НШ в марке насоса расшифровывают как «насос шестеренчатый», а цифры 10, 32 и 46 характеризуют рабочий объем ( $\text{см}^3/\text{об}$ ). Рабочее давление насосов —  $100 \text{ кг}/\text{см}^2$ , диапазон рабочих оборотов — 1100—1650 об/мин.

Насос состоит из корпуса 9 (рис. 310, а, б), крышки 1, шестерен 6 и 7, двух пар опорных втулок 8 и 10, уплотнений и деталей крепления. Ведущая шестерня 6, изготовленная как одно целое с приводным валом, и ведомая шестерня 7 установлены в опорных бронзовых втулках 8 и 10, расположенных в корпусе 9. На внешнем конце приводного вала находятся шлицы для посадки муфты включения привода насоса. Крышка 1 насоса привинчивается к корпусу 9 и имеет фланец для крепления на машине. В ее расточке установлен самоподжимной сальник 3, зафиксированный стопорным кольцом 2. В соединении с корпусом и опорными втулками крышка уплотняется кольцами 4 из маслостойкой резины. Опорные втулки 8 и 10 замыкают торцовые поверхности шестерен 6 и 7 и фиксируются попарно установочными пружинами 13 (рис. 310, в). В верхней и нижней части насоса сделаны площадки для крепления всасывающего и нагнетательного патрубков (на рисунке показана только верхняя площадка). Принцип работы насоса такой же, как шестеренчатых насосов системы смазки двигателя.

При вращении шестерен насоса в камере всасывания А создается разрежение, под действием которого туда поступает жидкость из бака (рис. 310, б). Вращаясь, шестерни захватывают жидкость и подают ее в камеру нагнетания В, а далее в распределитель, как это показано стрелкой.

Утечка жидкости по торцам шестерен и втулок устраняется гидравлическим поджатием втулок. Из камеры нагнетания В по специальному пазу (на схеме условно показан темной пунктирной линией) жидкость под высоким давлением поступает в кольцевую полость Г со стороны крышки насоса, давит на торцы опорных втулок 10 и прижимает их к торцам шестерен 6 и 7, которые с противоположной стороны прижимаются к торцам втулок 8. Со стороны камеры всасывания А установлена опорная пластина 5 с резиновым уплотнением, изолирующим часть торцевой поверхности от высокого давления жидкости и способствующим равномерному поджатию втулок к торцам шестерен. Пластина 5

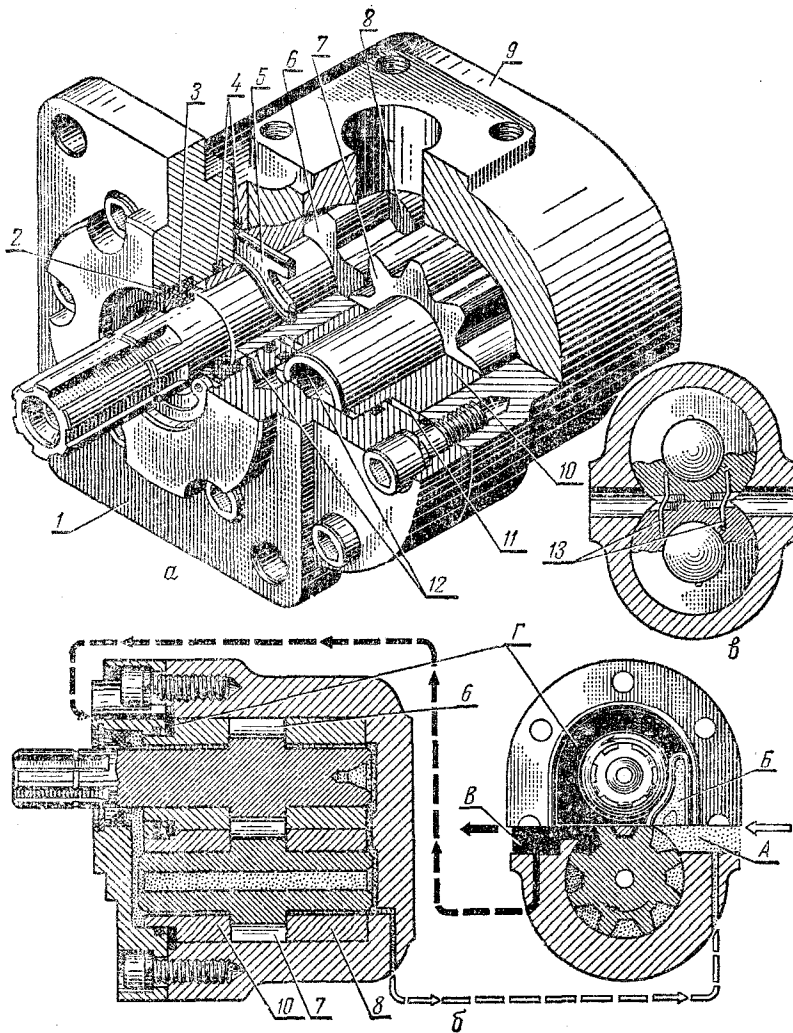


Рис. 310. Шестеренчатый насос:

*a* — устройство; *б* — схема работы; *в* — положение втулок в корпусе насоса: 1 — крышка; 2 — стопорное кольцо; 3 — самоподжимной сальник; 4 — резиновые уплотнительные кольца; 5 — пластина; 6 — ведущая шестерня с приводным валом; 7 — ведомая шестерня с полым валом; 8 — неподвижная задняя опорная втулка; 9 — корпус насоса; 10 — подвижная передняя втулка; 11 — полость гидравлического поджима передних подвижных опорных втулок; 12 — отверстия на валу ведомой шестерни и в крышке насоса для отвода утечек масла; 13 — установочные пружины втулок; *A* — камера всасывания; *B* — зона низкого давления, ограниченная контуром пластины с резиновым уплотнением; *B* — камера нагнетания; *Г* — кольцевая полость (зона высокого давления).

имеет продолговатое отверстие для отвода просочившейся жидкости в камеру всасывания *A*.

Просочившаяся из камеры нагнетания *B* жидкость через зазоры между втулками и цапфами шестерен и уплотнительные кольца отводится по отверстиям 12 (рис. 310, *a*) — на схеме это показано светлой пунктирной линией — в камеру всасывания (рис. 310, *б*).

Насосы НШ приводятся во вращение от двигателя и могут быть отключены, когда навесная система не используется. Так, насос трактора МТЗ-50 прикреплен шпильками к корпусу привода, установленному на корпусе муфты сцепления. Ведущая шестерня насоса получает вращение от вала привода ВОМ через промежуточную и приводную шестерни. Включение привода — сцепление шестерен — выполняется при неработающем двигателе.

### § 3. РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Управление работой гидросистемы осуществляется распределителем. Он направляет поток жидкости из насоса в силовой цилиндр (или на перепуск), автоматически перепускает поток масла по окончании рабочей операции, предохраняет систему от перегрузок.

Наибольшее применение получили распределители *клапанно-золотникового* типа, основным рабочим элементом которых служит цилиндрический золотник, устанавливаемый в четыре позиции: подъема, принудительного опускания, нейтральную (заперто) и плавающую.

Распределители выполняются двух- и трехсекционными, позволяющими управлять независимо двумя или тремя силовыми цилиндрами.

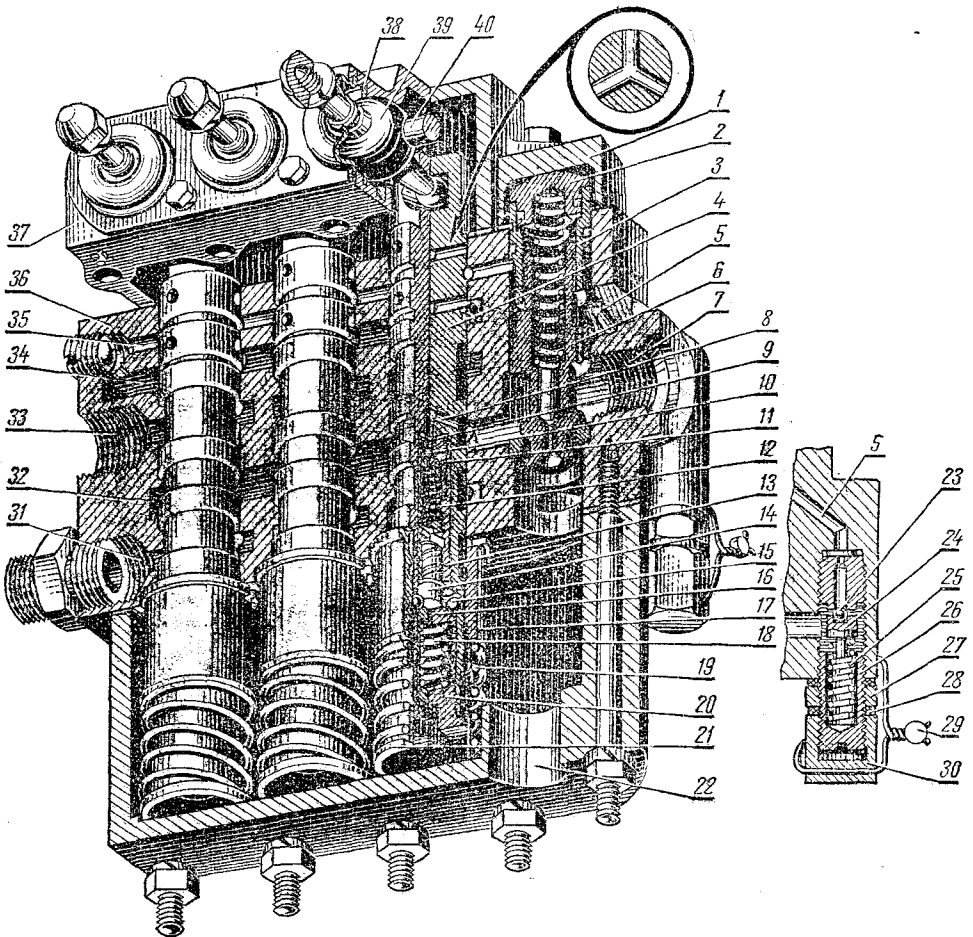


Рис. 311. Распределитель:

1 — крышка перепускного клапана; 2 — шаровая опора пружины перепускного клапана; 3 — направляющая втулка стержня перепускного клапана; 4 — золотник; 5 — канал предохранительного клапана; 6 — перепускной клапан с направляющим стержнем; 7 — входное отверстие; 8 — отверстие для подвода масла к бустеру (поршеньку); 9 — фильтр; 10 — запорный клапан механизма автоматического возврата золотника в нейтральное положение; 11 — толкатель бустера; 12 — пружина бустера; 13 — гильза золотника; 14 — плунжер; 15 — фиксатор; 16 — втулка фиксатора; 17 — обойма фиксатора; 18 — пружина фиксатора; 19 — пружина золотника; 20 — пробка пружины втулки фиксатора; 21 — нижний стакан; 22 — нижняя крышка распределителя с отверстием для присоединения сливного патрубка; 23 — клапан; 24 — направляющая предохранительного клапана; 25 — пружина направляющей клапана; 26 — винт регулировочный; 27 — контргайка; 28 — прокладка; 29 — проволока с пембой; 30 — колпачок; 31 — отверстие для присоединения трубопровода; 32 — полость высокого давления; 33 — отверстие для присоединения трубопровода нижней полости выносного цилиндра; 34 — сливной канал; 35 — сливной канал из верхней полости перепускного клапана; 36 — корпус распределителя; 37 — верхняя крышка распределителя; 38 — пыльник; 39 — рычаг управления; 40 — ось рычагов управления.

На тракторы различной мощности устанавливаются распределители пропускной способностью 25, 75, 150 и 300 л/мин.

Механизмы распределителя размещены в корпусе 36 (рис. 311), закрытом сверху и снизу крышками 22 и 37. В расточенных отверстиях корпуса с небольшим зазором установлены золотники 4 и перепускной клапан 6. Для удержания золотника в требуемом положении и возврата из рабочего положения в нейтральное и наоборот служат пружины 19. В верхней крышке 37 размещены головки золотников с отверстиями под сферические концы рычагов 39. Перемещая рычаг рукояткой, устанавливают золотник в определенное положение.

Перепускной клапан 6 предназначен для перепуска нагнетаемой насосом жидкости из распределителя в бак при нейтральном и плавающем положениях золотника.

На рисунке 312 представлена схема раздельно-агрегатной гидросистемы, состоящей из насоса 12, распределителя 16, масляного бака 13, силовых цилиндров 2, 3 и 17, трубопроводов и шлангов.

Работа распределителя характеризуется четырьмя положениями золотника 1 относительно каналов в корпусе распределителя. Этим каналам четыре: нагнетательный 9, отводной 5 и два сливных — 4 и 11.

Рассмотрим последовательно позиции, которые занимает золотник в корпусе распределителя, в зависимости от режимов работы навесного агрегата.

При переездах агрегата орудие находится в транспортном состоянии и рукоятка распределителя установлена в положение «нейтральное» (I). Верхняя выточка золотника 1 совпадает с отводным каналом 5, вторая выточка — со сливным каналом 4. Бурты золотника перекрывают нагнетательный канал 9, поэтому поступившее в него от насоса масло идет по калиброванному отверстию 8 перепускного клапана 7 в отводной канал 5, а из него последовательно в сливные каналы 4 и 11 и далее через сливную полость С в бак 13, не создавая противодействия на борт В клапана 7 сверху. Хотя на клапан 7 в это время действует направленная вниз суммарная сила пружины 6 и давления масла на его грибок Г, но при некотором давлении в нагнетательном канале 9 усилии, действующее на борт снизу, превышает суммарную силу пружины 6 и давления масла на грибок, в результате чего перепускной клапан открывается. Это происходит потому, что площадь торца бурта В клапана больше площади грибка Г.

При открытом клапане 7 масло из нагнетательного канала 9 поступает в полость слива С и далее в бак 13. Бурты золотника 1 отъединяют полости силового цилиндра 3 от сливной полости С распределителя, поэтому находящееся в цилиндре 3 масло остается в нем и поршень не двигается, удерживая орудие в поднятом состоянии. Таким образом, насос в этом случае работает вхолостую.

В нейтральном положении золотник удерживается под действием пружины 14, стакан 15 которой упирается в дно нижней крышки распределителя.

Перед началом работы, например вспашки, рукоятку распределителя устанавливают в положение «плавающее» (II), с тем чтобы орудие (плуг) пришло в рабочее состояние. При этом золотник 1 занимает крайнее верхнее положение, а его выточки и бурты располагаются относительно каналов 5 и 9 так, что обе полости силового цилиндра 3 сообщаются со сливной полостью распределителя; нагнетательный канал 9 отъединен от полости силового цилиндра, как и при нейтральном положении золотника. Давление масла на борт золотника открывает перепускной клапан 7, и масло из канала 9 идет через сливную полость С распределителя на слив в бак 13. Под действием своего веса плуг опускается на почву и погружается в нее на глубину, ограничиваемую опорным колесом.

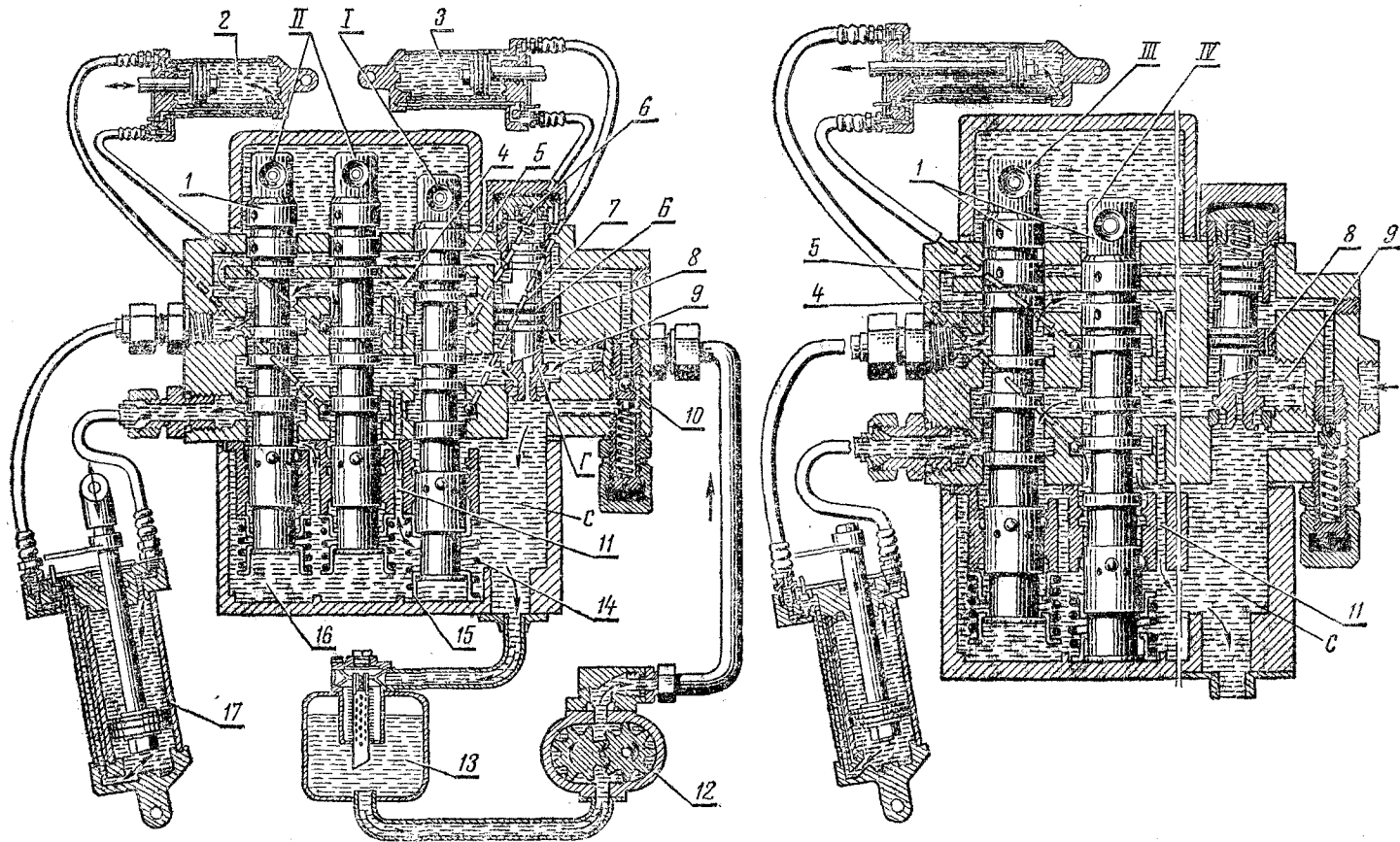


Рис. 312. Схема работы разделяюще-агрегатной навесной системы:

1 — золотник; 2, 3 — выносные силовые цилиндры; 4 — горизонтальный сливной канал; 5 — отводный канал; 6 — пружина перепускного клапана; 7 — перепускной клапан; 8 — калиброванное отверстие перепускного клапана; 9 — нагнетательный канал; 10 — шариковый предохранительный клапан; 11 — вертикальный сливной канал; 12 — насос; 13 — масляный бак; 14 — пружина золотника; 15 — стакан; 16 — распределитель; 17 — основной силовой цилиндр; С — сливная полость распределителя; Г — грибок перепускного клапана; Б — бурт перепускного клапана; I — нейтральное положение; II — плавающее положение; III — опускание; IV — подъем.



Перепускной клапан 7, как при нейтральном положении, остается открытым, так как пространство под его буртом сообщается со сливной полостью, и поэтому в нем не создается противодействия масла.

Во время движения агрегата неровности поля копируются опорным колесом, идущим по необработанному полю, благодаря чему сохраняется постоянство глубины обработки. Возникающие при этом колебания плуга передаются навесным устройством штоку и поршень под их действием свободно перемещается в цилиндре в обоих направлениях — «плавает».

Заданную глубину обработки почвы устанавливают перед началом работы агрегата, регулируя по высоте положение опорного колеса относительно опорной поверхности рабочих органов орудия.

Этот способ регулирования глубины обработки почвы называют *высотным*.

Рабочие органы некоторых машин заглубляют в почву принудительно под действием внешней силы. Для этого рукоятку золотника устанавливают в положение «опускания» (III).

Тогда один борт золотника 1 перекрывает отводной канал 5, а другой открывает доступ маслу из нагнетательного канала 9 в верхнюю полость силового цилиндра 17. Поступившее через колиброванное отверстие 8 масло не может выйти из отводного канала 5, давление на борт В клапана 7 сверху и снизу выравнивается, и под действием пружины 6 перепускной клапан 7 закрывается. Масло из нагнетательного канала 9 поступает в верхнюю полость цилиндра, одновременно вытесняя его из нижней полости через трубопровод, сливные каналы 4 и 11 в сливную полость С распределителя и далее в бак 13.

По окончании заглубления орудия рукоятку распределителя устанавливают в положение «плавающее». Вести обработку почвы в позиции «опускание» нельзя, так как это ведет к поломкам.

Для выведения орудия из почвы или перевода его в транспортное положение рукоятку устанавливают в позицию «подъем» (IV). В этом случае распределитель работает подобно тому, как это было при положении рукоятки «опускание», с той лишь разницей, что с нагнетательным и сливными каналами 4 и 11 соединяются противоположные полости силового цилиндра (на нашем рисунке соответственно правая и левая полости).

В положения «опускание», «плавающее» и «подъем» золотник устанавливают от руки, а по окончании соответствующих операций возврат золотника из положений «опускание» и «подъем» в «нейтральное» происходит автоматически, а из положения «плавающее» осуществляется вручную.

Автомат возврата золотника в положение «нейтральное» работает следующим образом. При установке золотника в положение «подъем» или «опускание» фиксаторы 15 (см. рис. 311), установленные в отверстия золотника 4, попадают во внутреннюю канавку обоймы 17 и, заклиниваясь, удерживают золотник. Это положение сохраняется до того момента, пока поршень в силовом цилиндре не дойдет до своего крайнего нижнего или верхнего положения и давление жидкости не повысится до  $125 \text{ кг/см}^2$ . Как только давление жидкости достигнет указанных значений, запорный клапан 10 будет отжат от своего гнезда и жидкость через толкатель 11 переместит втулку 16. При этом фиксаторы 15 под действием пружины 19 выходят из канавки обоймы и золотник устанавливается в положение «нейтральное».

Предохранительный клапан 23 соединен каналом 5 с полостью над перепускным клапаном 6. Он предохраняет гидросистему от перегрузок, ограничивая максимальное давление. Так, если давление в системе резко возрастет, например оттого, что золотник не возвратится в нейтральное положение, шариковый предохранительный клапан 23 откроется и сое-

динит нагнетательную полость через полость над перепускным клапаном с полостью слива. В результате этого давление над буртом *Б* перепускного клапана понизится, клапан откроется и будет перепускать масло из нагнетательной полости в сливную.

#### § 4. СИЛОВЫЕ ЦИЛИНДРЫ

Силовые цилиндры по назначению делятся на *основные*, устанавливаемые для привода навесного устройства, и *выносные*, устанавливаемые на прицепных, навесных и полунавесных машинах и орудиях. Основной цилиндр может быть использован и в качестве выносного. Силовые цилиндры навесных систем однотипны по конструкции. Для тракторов различных классов предусматриваются четыре основных типоразмера силовых цилиндров: ЦС-55, ЦС-75, ЦС-90 и ЦС-100. Буквы в марках силовых цилиндров расшифровываются как «цилиндр силовой», а цифры обозначают номинальный диаметр цилиндров (*мм*). Ход поршня силовых цилиндров всех четырех типоразмеров равен 200 *мм*, а максимальное усилие на штоке соответственно равно 2, 4, 6 и 7,5 *Т*.

Силовой цилиндр представляет собой стальной корпус *17* (рис. 313, *а*), в котором размещен поршень *10* со штоком *9*, закрытый с обеих сторон крышками *7* и *11*, скрепленными болтами *18*. Соединения корпуса с крышками, а также крышки *7* со штоком уплотнены резиновыми кольцами *13* и *6*. Поршень *10* закреплен на резьбовом конце штока гайкой *8*. В канавке поршня помещено уплотнение *16*, обеспечивающее герметичность соединения «поршень — цилиндр».

При установке цилиндра на трактор крышка *11*, имеющая проушину, соединяется с осью навесного устройства пальцем *2* и фиксируется шплинтом, а вилка *3* штока — с подъемным рычагом навесного устройства.

В крышке *7* расположены клапан *21* регулирования хода штока и чистяки *5*, очищающие шток от пыли и грязи. В приливах крышки предусмотрены резьбовые отверстия (показано одно из них *22*) для штуцеров, к которым накидными гайками прикрепляются резино-металлические шланги, соединяющие силовой цилиндр с распределителем.

При опускании орудия рабочая жидкость, нагнетаемая насосом, поступает через распределитель и трубопровод в полость *А* цилиндра (рис. 313, *б*), как показано стрелками. Из полости *Б* жидкость вытесняется поршнем по маслопроводной трубке *15* в канал крышки *7* и далее через открытый клапан *21* в распределитель. В определенный момент упор *4* надавливает на стержень клапана *21*, который перекрывает канал, соединяющий силовой цилиндр с распределителем, — движение штока прекращается. Как только шток станет неподвижным, давление жидкости в распределителе возрастет и золотник, освободившись от фиксатора, займет нейтральное положение, как описывалось ранее.

Во время подъема орудия движение жидкости при открытом клапане происходит в обратном направлении: жидкость нагнетается из насоса через распределитель в полость *Б* цилиндра.

Чтобы при опускании орудие не падало на почву, а двигалось плавно, в штуцере *24* крышки *7* (рис. 313, *в*) установлен замедлительный клапан, состоящий из зубчатой шайбы *25* с отверстием в середине и трех ограничительных штифтов *26* (на рисунке показан один из них).

Во время опускания орудия жидкость прижимает шайбу *25* к седлу в штуцере *24* и движение жидкости затормаживается, так как она проходит через небольшое отверстие в шайбе. Когда орудие поднимают, жидкость движется в обратном направлении и своим потоком отжимает шайбу *25* от седла в штуцере до упора в штифты *26*. При этом проходное сечение в штуцере увеличивается, чем обеспечивается необходимая скорость подъема орудия.

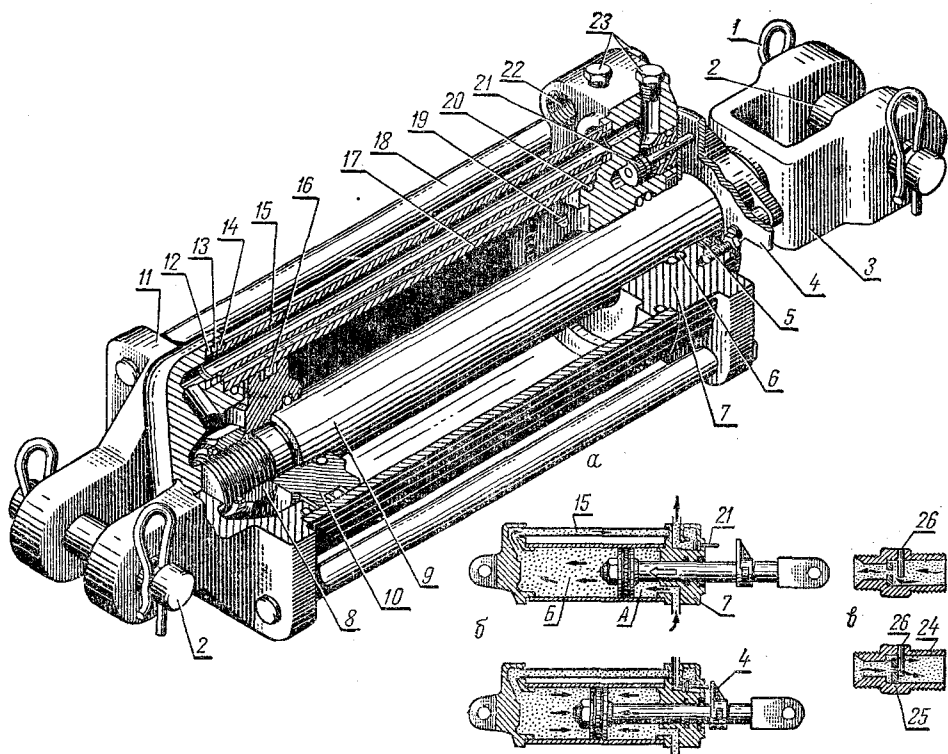


Рис. 313. Силовой цилиндр:

*a* — устройство; *б* — схема действия гидромеханического регулятора хода поршня; *а* — замедлительный клапан: 1 — шланг; 2 — палец; 3 — вилка штока; 4 — упор для ограничения хода поршня; 5 — чистики; 6, 13 — резиновые уплотнительные кольца; 7, 11 — передняя и задняя крышки; 8 — гайка; 9 — шток; 10 — поршень; 12 — пружинная шайба; 14 — защитная шайба; 15 — маслопроводная трубка; 16 — уплотнение поршня; 17 — корпус; 18 — стяжной болт крышек; 19 — отверстие для подвода жидкости в цилиндр; 20 — резиновое уплотнительное кольцо; 21 — клапан с уплотняющим кольцом; 22 — отверстие для присоединения штуцера шланга; 23 — заглушки; 24 — штуцер; 25 — зубчатая шайба; 26 — штифт; *A* — полость цилиндра, в которую насосом через распределитель нагнетается масло; *Б* — полость цилиндра, из которой вытесняемая поршнем жидкость через замедлительный клапан сливается в бак.

При некоторых операциях, выполняемых навешенной машиной, глубина обработки почвы будет определяться величиной хода штока. Поэтому ход штока можно регулировать переставным упором 4. В нужный момент упор воздействует на клапан 21, запирающий масляный канал, и шток фиксируется в требуемом положении.

## § 5. БАКИ, МАСЛОПРОВОДЫ И АРМАТУРА

**Масляный бак** гидросистемы соединен с насосом всасывающим маслопроводом, а с распределителем — сливной трубой.

Объем бака обычно составляет не менее половины теоретической производительности насоса, что обеспечивает работу системы без перегрева и вспенивания рабочей жидкости, а также компенсацию ее частичных утечек через неплотности.

Рабочей жидкостью в тракторных гидросистемах служат минеральные масла (например, дизельное масло, автолы).

Конструкции баков (штампованных или литых) различных тракторов мало отличаются друг от друга. Фильтрующие устройства (фильтры) баков, устанавливаемые на конце сливной трубы, очищают масло, поступающее в бак из распределителя. Для перепуска масла в бак при загрязнении масла предусматривается шариковый предохранительный клапан, который открывается, когда давление масла в корпусе фильтра достигнет  $3,5 \text{ кг/см}^2$ . Открытый конец всасывающего маслопровода распола-

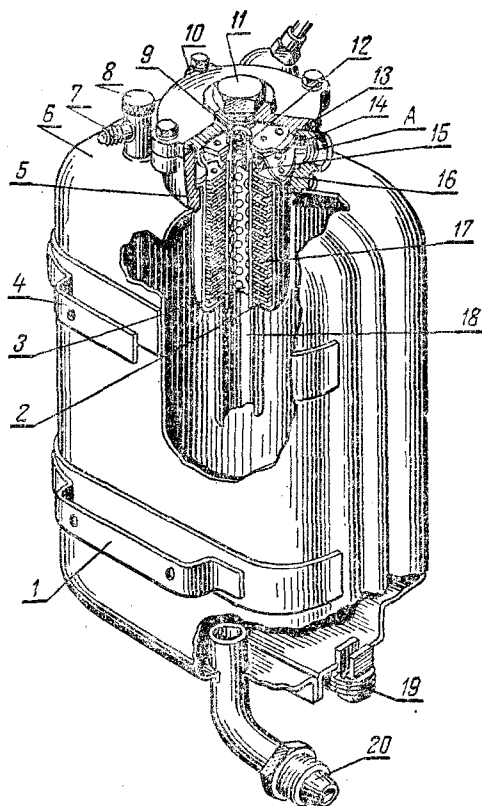


Рис. 314. Масляный бак трактора Т-40:

1, 4 — планки; 2 — корпус фильтра; 3 — трубка фильтра; 5 — промежуточный корпус; 6 — корпус бака; 7 — ниппель; 8 — масломерная линейка; 9 — шарик предохранительного клапана; 10 — крышка фильтра; 11 — пробка; 12 — пружина предохранительного клапана; 13 — уплотнительное кольцо; 14 — регулировочный винт предохранительного клапана; 15 — пружина фильтрующих элементов; 16 — чашка; 17 — фильтрующий элемент; 18 — сливная трубка; 19 — пробка с магнитом; 20 — всасывающий патрубок; А — отверстие для присоединения маслопровода от распределителя.

гается от дна бака на некотором расстоянии для того, чтобы в маслопровод не попадал отстой.

Рассмотрим в качестве примера устройство масляного бака трактора Т-40. Штампованный сварной бак (рис. 314) прикрепляется планками 1 и 4 к кронштейну рулевого управления в передней части трактора (под капотом). В верхней части бака приварен промежуточный корпус с крышкой 10 для установки в нем фильтра. В крышку ввернута пробка 11 заливного отверстия. Вверху к корпусу 6 бака приварен корпус масломерной линейки 8, а внизу — всасывающий патрубок 20. К ниппелю 7 присоединена трубка, сообщающая внутреннюю полость бака с атмосферой. Для слива масла предусмотрено отверстие с пробкой 19.

Фильтр бака состоит из восемнадцати фильтрующих элементов 17, надетых на трубку 3 с чашкой 16 и поджимаемых пружиной 15. В трубке 3 размещен предохранительный клапан с шариком 9, пружиной 12 и регулировочным винтом 14. К отверстию А присоединяется маслопровод, сообщающий бак с распределителем.

**Маслопроводы**, применяемые для соединения агрегатов

гидросистемы, представляют собой стальные трубки и резино-металлические шланги. В качестве трубопроводов используются бесшовные трубки высокого давления с внутренним диаметром 10 и 16 мм. К концам стальных трубопроводов приварены уплотняющие конусы с накидными гайками для присоединения к штуцерам.

Резино-металлические шланги состоят из двух слоев резины, между которыми помещены стальная оплетка и два слоя хлопчатобумажной оплетки, а верхний слой резины покрыт тканью. На концах шланга 4 закреплены ниппели 3 (рис. 315, а) с конусными концами и накидными гайками 2, навинчиваемыми на штуцер 1. Шланги и стальные трубопроводы рассчитаны на работу под высоким (до 200 кг/см<sup>2</sup>) давлением.

В соединениях трубопроводов между собой применяются запорные клапаны.

Запорный клапан трубопровода представляет собой штуцер 1 с навинченным на него корпусом 4 (рис. 315, б). Внутри штуцера помещена крестовина 2 с пружиной и шариковым клапаном 3. Когда трубопровод не присоединен к шлангу, пружина плотно прижимает шариковый клапан 3 к сферической поверхности корпуса. На шланге имеется запорный клапан, устроенный подобно описанному; накидной гайкой 5

он присоединяется к корпусу 4 запорного клапана маслопровода. В таком положении клапаны предупреждают утечку масла из системы и загрязнение трубопроводов и шлангов.

Когда трубопровод и шланг соединены, клапаны упираются друг в друга и, отжимая пружины, отходят от своих сферических поверхностей, не препятствуя движению жидкости. Шланги, идущие от распределителя к цилиндрам, устанавливаемым на прицепах гидромеханизированных машинах, соединяются между собой разрывными муфтами.

Разрывная муфта (рис. 315, в) представляет собой соединительное запорное устройство с замком, автоматически размыкающимся при осевом усилии 20—25 кг. Она служит для предупреждения обрыва шлангов и утечек масла при отезде трактора от прицепной машины, на которой смонтированы силовые цилиндры, если по какой-либо причине шланги не были заранее разъединены.

Муфта состоит из двух корпусов 2 и 7, каждый из которых имеет шариковый клапан, устроенный так же, как в запорном устройстве. В корпусе 7 расположены шарики, служащие фиксаторами муфты. Когда шланги соединены, фиксаторы 3 закрыты в кольцевой канавке корпуса 2 втулкой 4. Запорная втулка 4 установлена в обойме 5 шарнира кронштейна, размещенного на прицепной машине. Если шланг испытывает разрывное усилие, обе половины муфты смещаются влево, пружина 6 сжимается, а запорная втулка 4, закрепленная в обойме 5 на орудии, остается неподвижной. Когда муфта смещается влево, шарики фиксатора 3 выходят из кольцевой канавки корпуса 2 и обе половины муфты разъединяются. При этом шариковые клапаны 8 закрывают выходные отверстия шлангов и предупреждают утечку масла.

Запорные клапаны и разрывные муфты изготавливаются двух типов: пропускной способностью до 50 и до 75 л/мин.

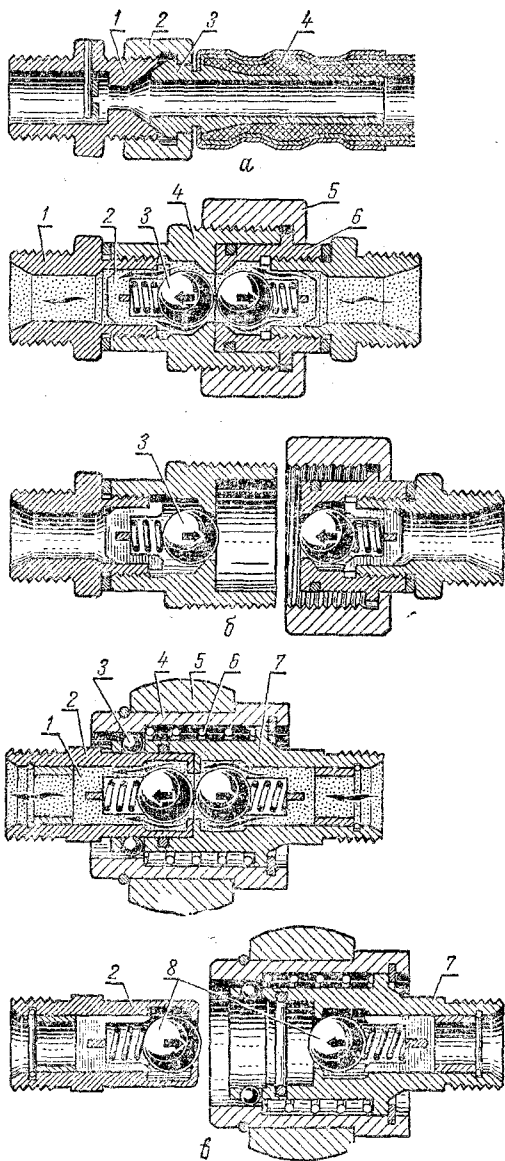


Рис. 315. Трубопроводы, шланги и арматура:

а — резиновый шланг с наконечником: 1 — штуцер стального трубопровода; 2 — накидная гайка; 3 — ниппель; 4 — резиновый шланг; б — запорный клапан: 1 — штуцер; 2 — крестовина; 3 — шариковый клапан; 4 — корпус; 5 — накидная гайка; 6 — корпус с уплотнительным кольцом; в — разрывная муфта: 1 — крестовина клапана; 2 — выдвигной корпус; 3 — шариковый фиксатор; 4 — запорная втулка; 5 — обойма; 6 — пружина; 7 — корпус; 8 — шариковые клапаны.

## § 6. УСТРОЙСТВА ДЛЯ НАВЕСКИ МАШИН НА ТРАКТОР

Устройства для навески машин на трактор могут быть различными в зависимости от того, как располагается машина относительно трактора. Для навески машин или их секций сбоку трактора или впереди него предусматриваются посадочные места на полураме с отверстиями под болты (например, МТЗ-50, Т-40, Т-25) или специальные кронштейны (ДТ-75М, ДТ-75, Т-74). Для навески машин между передней и задней осями (Т-16М) служат специальные планки-лонжероны, приваренные к продольным трубам рамы, а также площадки с отверстиями под болты на переднем бруске. Для присоединения навесных машин позади трактора применяются рычажные шарнирные четырехзвенные механизмы, называемые *навесными устройствами*; этими устройствами снабжаются все сельскохозяйственные тракторы, кроме самоходного шасси Т-16М.

От основных размеров навесного устройства зависит заглубляемость рабочих органов в почву, скорость заглубления, проходимость агрегата с орудием, поднятым в транспортное положение, нагрузка на опорные колеса машины, устойчивость прямолинейного движения трактора.

По способу присоединения тяг к трактору навесные устройства подразделяются на двух- и трехточечные (рис. 316, а). Трехточечное навесное устройство соединяется с корпусом трактора нижними тягами 6 и 10 в точках А и верхней тягой 4. Благодаря этому нижние тяги образуют с рамой орудия трапецию, препятствующую отклонению орудия от продольной оси трактора. У двухточечного навесного устройства тяги соединяются с трактором в двух точках: обе нижние тяги 6 и 10 — в точке А', а верхняя так же, как в трехточечном варианте. В этой схеме навесное орудие может значительно отклоняться от продольной оси трактора.

На гусеничном тракторе нужны оба типа навесного устройства в зависимости от того, с какими машинами работает трактор; для колесного трактора достаточно только трехточечного навесного устройства.

При работе гусеничного трактора с навесным плугом необходимо двухточечное навесное устройство, допускающее некоторый поворот трактора относительно заглубленного в почву орудия. Кроме того, точка присоединения нижних тяг к трактору должна иметь возможность установки, позволяющей сместить плуг несколько вправо от середины для обеспечения движения правой гусеницы трактора по полю на расстоянии 10—15 см от стенки борозды. У колесного универсального трактора такой необходимости при агрегатировании с навесным плугом не возникает, так как его правое колесо при вспашке идет не по полю, а по дну бо-

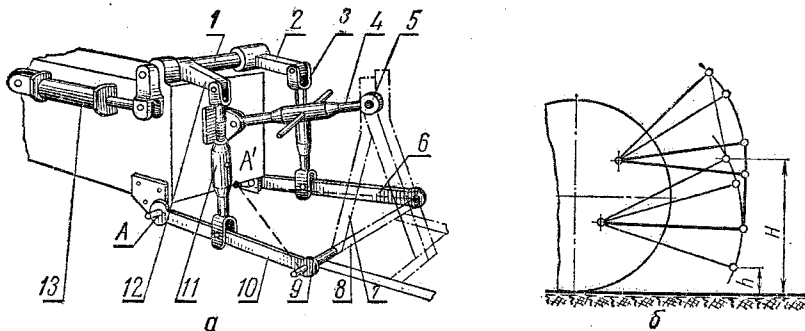


Рис. 316. Схемы навесного устройства:

а — конструктивная; б — кинематическая: 1 — вал подъемных рычагов; 2 — правый подъемный рычаг; 3 — правый раскос; 4 — верхняя тяга; 5 — присоединительный шарнир верхней тяги; 6 — правая нижняя тяга; 7 — стойка орудия; 8 — ось подвеса орудия; 9 — присоединительный шарнир левой нижней тяги; 10 — левая нижняя тяга; 11 — левый раскос; 12 — левый подъемный рычаг; 13 — силовой цилиндр.

розды. Для работы гусеничного трактора с культиватором, сеялками и некоторыми широкозахватными машинами применяется трехточечная наладка навесного устройства, когда нижние тяги образуют с орудием жесткую систему, обеспечивающую устойчивое прямолинейное движение агрегата в горизонтальной плоскости.

Это качество трехточечного присоединения орудия важно для колесного трактора, особенно при работе с машинами, требующими строго прямолинейного движения, например с пропашными культиваторами, ибо в противном случае происходило бы подрезание растений. Чтобы жесткость системы была достаточной, трехточечное навесное устройство в транспортном положении дополнительно блокируется штангами, планками или цепями.

Для большего удобства и простоты на гусеничных тракторах применяют *универсальные* навесные устройства, позволяющие получать обе схемы соединения орудия с трактором.

Навесное устройство устанавливает ось подвеса  $\delta$  (рис. 316, *a*) орудия в два крайних положения: верхнее  $H$  (рис. 316, *b*) и нижнее  $h$ . Расстояние  $H-h$  по вертикали называется ходом оси подвеса. Ход оси подвеса у различных тракторов лежит в пределах 550—1000 мм и устанавливается для обеспечения транспортного просвета между нижними точками поднятой машины и почвой в расчете на движение по пересеченной местности.

Нижнее рабочее положение  $h$  оси подвеса над почвой равно 400—500 мм, что позволяет иметь запас хода для заглубления рабочих органов в почву 200—300 мм при установке поршня силового цилиндра в «плавающее» положение.

Навесное устройство тракторов МТЗ-50 и МТЗ-52 (рис. 317) — трехточечное, состоит из нижней оси 23, закрепленной в расточках корпуса заднего моста, и верхнего подъемного вала 2, установленного в кронштейне 4, который привернут к корпусу заднего моста. К кронштейну 4 шарнирно присоединена центральная тяга. На концах подъемного вала 2 сделаны елочные шлицы для установки правого и левого рычагов 3, соединенных с раскосами 9 пальцами. На валу 2 шпонками закреплен подъемный рычаг 1, соединенный с вилкой 3 (см. рис. 313) штока силового цилиндра при помощи пальца. Правильное положение рычагов на валу определяется метками. Другая вилка силового цилиндра соединена с кронштейном, установленным на верхней плоскости крышки заднего моста.

Подъемный вал 2 (рис. 317) поворачивается во втулках, запрессованных в расточки кронштейна 4. Продольные тяги навесного устройства разъемные, состоят из передней 19 и задней 16 половин. Концы тяг соединены проушиной, вставленной в совпадающие отверстия щек переднего конца и втулки, свободно посаженной в отверстие заднего конца продольной тяги. Соединение частей тяги выполнено так, что позволяет заднему концу тяги свободно поворачиваться относительно переднего конца, чем достигается более легкое и быстрое соединение орудия с навесным устройством. Для поворота заднего конца надо предварительно оттянуть палец 18.

На концах продольных тяг завальцованы сферические шарниры 14 и 20. Передние шарниры соединяют продольные тяги с осью 23, задние — чеками 15 с нижней стойкой навесного орудия. Продольные тяги соединяются с наружными рычагами 3 раскосами. Раскос имеет винт с вилкой, стяжки, контргайки и верхний винт с завальцованным сферическим шарниром. Верхние винты соединены с вилками наружных рычагов пальцами, а нижние — болтами. В вилке раскоса сделана прорезь, которой она устанавливается на тяге при агрегатировании трактора с широкозахватными орудиями, этим достигается лучшая приспособляемость рабочих органов орудия к неровностям поля.

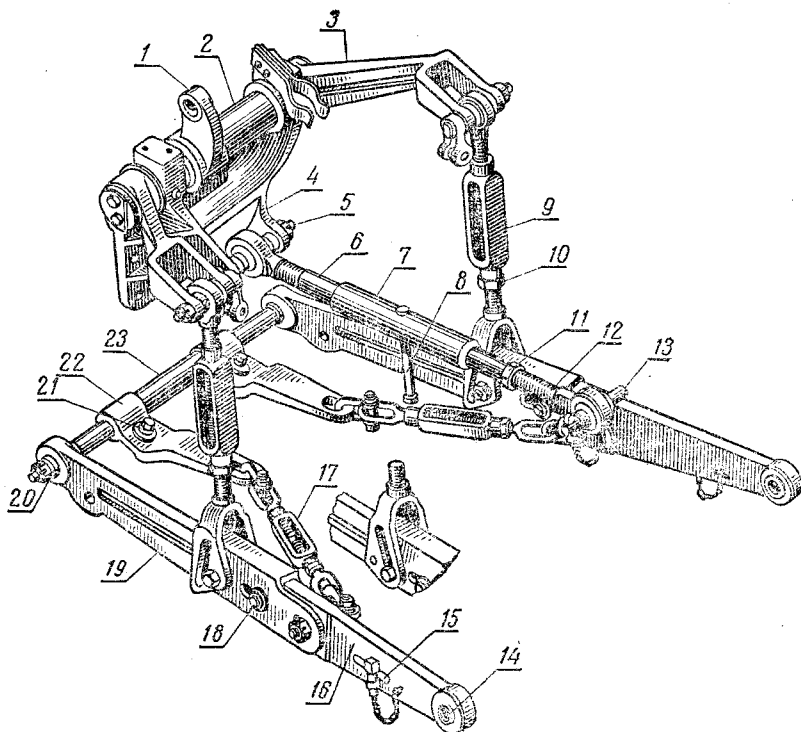


Рис. 317. Навесное устройство тракторов МТЗ-50 и МТЗ-52:

1 — подъемный рычаг; 2 — подъемный вал; 3 — рычаг; 4 — кронштейн вала; 5 — болт; 6 — передний винт центральной тяги; 7 — труба; 8 — рукоятка; 9 — раскос; 10 — контргайка раскоса; 11 — контргайка центральной тяги; 12 — задний винт центральной тяги; 13 — палец сферического шарнира центральной тяги; 14, 20 — сферические шарниры продольной тяги; 15 — чека; 16 — задняя половина продольной тяги; 17 — стяжка; 18 — палец; 19 — передняя половина продольной тяги; 21 — регулировочный болт; 22 — кронштейн стяжки; 23 — нижняя ось.

Регулирование правильного положения навесного орудия в горизонтальной плоскости производится изменением длины правого раскоса; длина левого раскоса при этом должна равняться 515 мм. После регулировки контргайка 10 затягивается до отказа. Задний конец центральной тяги служит для соединения орудия с трактором. Тяга состоит из переднего 6 и заднего 12 винтов, трубы 7, рукоятки 8 и контргайки 11. Концы винтов 6 и 12 имеют сферические шарниры. Шарнир переднего винта установлен между распорными втулками и крепится болтом 5 на кронштейне 4. Пальцем 13 центральная тяга соединяется со стойкой орудия. Длину центральной тяги регулируют для выравнивания глубины хода передних и задних рабочих органов орудия; регулировка производится вращением трубы 7 рукояткой 8. При длительных переездах агрегата центральную тягу укорачивают, чтобы просвет между орудием и почвой был достаточным.

Для ограничения поперечных перемещений орудия служат регулируемые стяжки 17. Стяжки присоединены впереди к кронштейнам 22, а сзади — к продольным тягам. В кронштейны ввернуты регулировочные болты 21. Болты ограничивают перемещение кронштейнов, укорачивая стяжки при подъеме орудия в транспортное положение и способствуя этим меньшему раскачиванию орудия в поперечной плоскости.

При междурядной обработке длина стяжек должна быть (в пределах возможной регулировки) наименьшей, так как иначе могут быть повреждены растения. Для этого болты 21 ввертывают в кронштейны до отказа,



## § 7. УХОД ЗА РАЗДЕЛЬНО-АГРЕГАТНОЙ НАВЕСНОЙ СИСТЕМОЙ

Уход за раздельно-агрегатной навесной системой включает в себя наблюдение за герметичностью в соединениях, проверку креплений узлов и агрегатов, соединений маслопроводов и шлангов, своевременную доливку и замену масла, промывку фильтров. Необходимо систематически следить за состоянием резьб навесного устройства и смазывать втулки подъемного вала 2 (см. рис. 317) согласно таблице смазки.

Привод насоса должен быть выключен, если навесная система не используется. Уровень масла в баке надо проверять регулярно, при необходимости доливать масло до верхней метки на измерительной линейке 8 (см. рис. 314); заливаемое масло должно быть чистым.

Периодически детали фильтра и сетки фильтрующих элементов промывают в чистом дизельном топливе. В соответствии с рекомендациями завода полностью заменяют масло в гидросистеме. Сливают масло из бака тогда, когда температура масла не менее 30° С. После слива масла из силовых цилиндров всю систему промывают дизельным топливом при работающем насосе. Промывка продолжается не менее 10 мин, во время промывки попеременно осуществляют подъем и опускание навесного устройства. После слива дизельного топлива в систему заливают свежее масло и при работающем насосе проверяют герметичность всех соединений. Во время проведения указанных работ надо соблюдать необходимую осторожность и не допускать загрязнения шлангов, цилиндров и маслопроводов.

Периодически проверяют техническое состояние отдельных устройств и навесной системы в целом. Для проверки герметичности системы надо включить насос, завести двигатель и поставить рукоятку распределителя в положение «подъем», удерживая ее в нем 1 мин. После этого осматривают все соединения системы, устраняют обнаруженные утечки масла и делают контрольную проверку.

При увеличенных износах шестеренчатого насоса (втулок, зубьев шестерен, уплотнительного кольца разгрузочной пластины) поступление масла в силовой цилиндр уменьшается, время подъема орудия возрастает. Для проверки на ось подвеса навешивают груз и определяют время подъема груза секундомером, который включается одновременно с поворотом рукоятки распределителя в положение «подъем». Вес груза для тракторов МТЗ-50, МТЗ-52, Т-40, Т40А должен быть равен 800 кг, для тракторов ДТ-75М, ДТ-75, Т-74 — 1400 кг. Время подъема не должно превышать 2,5 сек для тракторов МТЗ-50, Т-40 и 3,5 сек для тракторов ДТ-75М, ДТ-75, Т-74.

### Глава 42

## РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТРАКТОРОВ

### § 1. ПРИЦЕПНОЕ УСТРОЙСТВО

Прицепное устройство служит для соединения трактора с прицепами и полунавесными машинами, орудиями и прицепами, размещаемыми позади оси ведущих колес (звездочек) трактора. Точка, в которой прицепное устройство трактора соединяется с прицепным устройством машины, орудия или прицепа, является точкой приложения тягового усилия и называется *точкой прицепа*.

Для правильной сцепки трактора с машиной (орудием) необходимо, чтобы положение точки прицепа можно было регулировать в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Прицепные устройства всех тракторов регулируются по ширине, а также у большинства из них и по высоте.

Различают прицепные устройства двух типов: с расположением шарнира 1 позади оси задних колес и впереди оси задних колес (рис. 318, а),

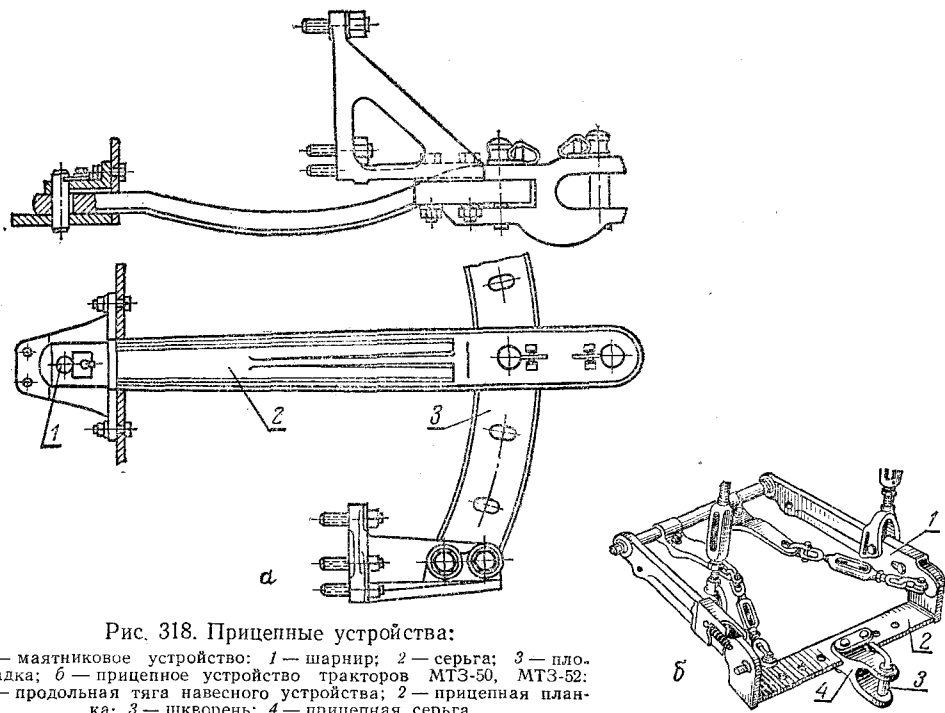


Рис. 318. Прицепные устройства:

*а* — маятниковое устройство: 1 — шарнир; 2 — серьга; 3 — площадка; *б* — прицепное устройство тракторов МТЗ-50, МТЗ-52: 1 — продольная тяга навесного устройства; 2 — прицепная планка; 3 — шкворень; 4 — прицепная серьга.

называемое *маятниковым*. Маятниковое прицепное устройство представляет собой прицепную серьгу 2 с вилкой на конце, опирающуюся на площадку 3. Палец 1 — шарнир серьги — установлен впереди оси ведущих колес — внизу картера коробки передач (Т-100М). Маятниковое прицепное устройство отличается меньшим сопротивлением повороту агрегата в сравнении с прицепным устройством первого типа. На некоторых тракторах прицепное устройство конструктивно объединено с навесным устройством гидравлической навесной системы: прицепная планка 2 (рис. 318, б) устанавливается на концах продольных тяг 1 навесного устройства. В этой конструкции планка может перемещаться гидравлическим приводом в различные положения в вертикальной плоскости.

Прицепное устройство, предназначенное для сцепки трактора с дышлом прицепа, называется прицепным крюком.

Для сцепки трактора с одноосным прицепом (полуприцепом) без применения мускульной силы человека колесные тракторы снабжаются *гидрофицированными крюками*, приводимыми в действие силовым цилиндром гидравлической системы. Гидрофицированный крюк позволяет трактористу сцепить трактор с полуприцепом, не выходя из кабины. Крюк 5 (рис. 319) прикреплен к серьге 8, сидящей на оси продольных тяг навесного устройства, и раскосами 3

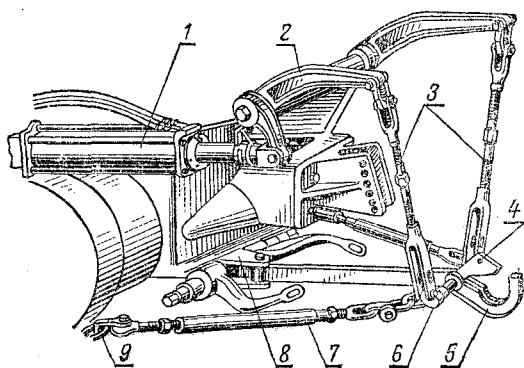


Рис. 319. Гидрофицированный крюк трактора Т-40: 1 — силовой цилиндр; 2 — рычаг; 3 — раскосы; 4 — защелка; 5 — крюк; 6 — серьга крюка; 7 — блокировочная тяга; 8 — серьга; 9 — кронштейн.

соединен с подвесными рычагами 2. Боковое раскачивание крюка предупреждается блокировочными тягами 7, прикрепленными к кронштейнам 9 корпусов конечных передач трактора. Защелка 4 под действием пружины запирает зев крюка, предупреждая этим разъединение крюка с дышлом. При сцепке трактора с прицепом крюк заводят в петлю дышла (защелка оттянута тросом), затем запирают зев крюка и рукоятку гидрораспределителя устанавливают в положение «подъем».

## § 2. ПРИВОДНОЙ ШКИВ

Приводной шкив предназначен для привода стационарных машин от тракторного двигателя через ременную передачу.

Скорости вращения и размеры приводных шкивов различных тракторов стандартизированы. Шкивы колесных тракторов размещаются позади или сбоку трактора (у самоходного шасси Т-16М — впереди на переднем бруске), а у гусеничных тракторов — позади.

Ось вращения шкива располагается всегда перпендикулярно продольной оси трактора, что необходимо для регулирования натяжения ременной передачи. Поэтому передача на шкив у всех тракторов осуществляется парой конических шестерен. Исключение составляет приводной шкив трактора Т-25, устанавливаемый с правой стороны трактора на наружном шлицевом конце промежуточного вала, который расположен под прямым углом к продольной оси трактора. Привод шкивов с задним расположением происходит от вала отбора мощности (ВОМ).

Приводной шкив самоходного шасси Т-16М получает вращение от силовой передачи через специальный карданный вал, имеющий защитное ограждение.

Управление шкивом предусматривает его отключение без остановки двигателя с места тракториста. Приводные шкивы, расположенные позади трактора, имеют совместное с ВОМ управление (МТЗ-50, МТЗ-52, Т-40, Т-40А).

## § 3. ВАЛ ОТБОРА МОЩНОСТИ

Вал отбора мощности (ВОМ) служит для привода рабочих органов машин, агрегируемых с трактором. Его можно использовать для привода рабочих органов стационарных машин. Валы отбора мощности различают по месту расположения их на тракторе, скорости вращения и принципу управления.

Валы отбора мощности всех тракторов (за исключением самоходного шасси Т-16М) расположены позади. В дополнение к ним у колесных универсальных тракторов предусмотрены выходы вала отбора мощности по бокам и впереди трактора. У самоходных шасси Т-16М вал отбора мощности выведен только вперед.

Валы отбора мощности вращаются с постоянным или синхронным числом оборотов. У ВОМ с постоянным числом оборотов скорость вращения не зависит от скорости движения трактора, а зависит только от числа оборотов двигателя. Скорость вращения таких валов стандартизирована и равна  $535 \pm 15$  об/мин и 1000 об/мин (К-700) при номинальном числе оборотов двигателя.

Число оборотов синхронного ВОМ пропорционально поступательной скорости движения трактора и зависит от передаточного числа включенной передачи. Синхронный ВОМ применяется для вращения высевающих аппаратов сеялок и культиваторов-растениепитателей, работа высевающего аппарата которых должна быть соразмерена со скоростью движения трактора. Синхронный ВОМ необходим также для передачи части мощности двигателя прицепу с активной осью. При этом число оборотов ВОМ должно быть таким, чтобы окружные скорости ведущих колес трактора и прицепа были равными.

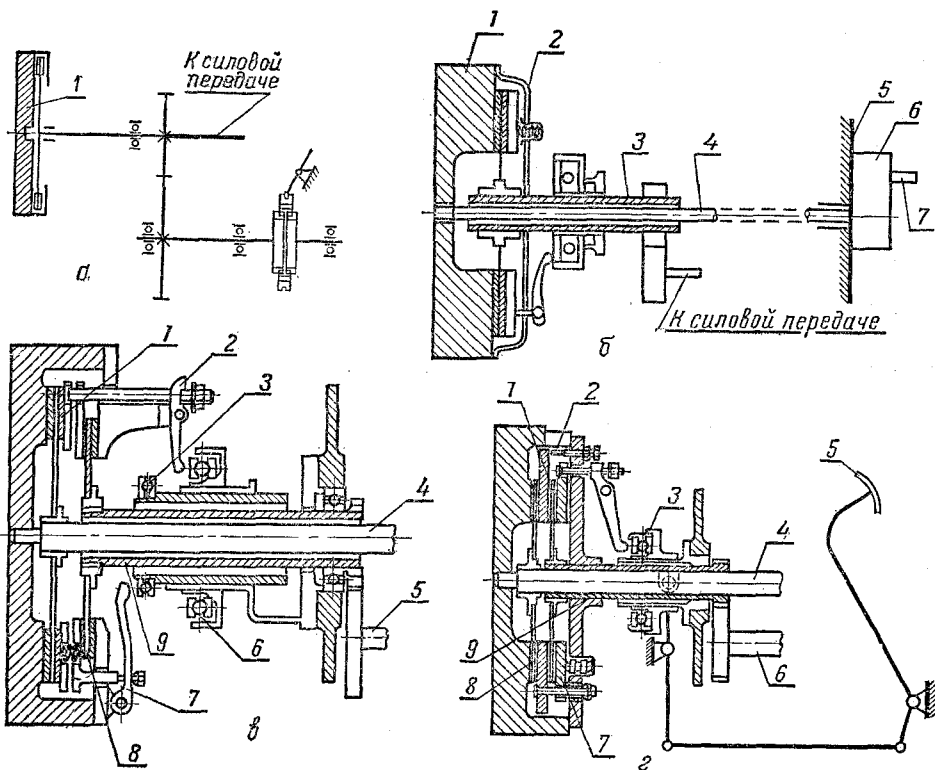


Рис. 320. Схемы валов отбора мощности:

*а* — зависимый ВОМ; *б* — независимый ВОМ, управление которым осуществляется специальной муфтой сцепления или планетарным редуктором; 1 — маховик; 2 — муфта сцепления трактора; 3 — трубчатый вал силовой передачи; 4 — приводной вал к ВОМ; 5 — стенка корпуса заднего моста; 6 — понижающий редуктор с муфтой сцепления или планетарным механизмом; 7 — ВОМ; 8 — независимый ВОМ, управление которым осуществляется двухточечной муфтой сцепления; 1 — ведомый диск муфты сцепления силовой передачи; 2 — отжимной рычаг муфты сцепления силовой передачи; 3 — отводка муфты сцепления ВОМ; 4 — вал, передающий вращение силовой передачи; 5 — ВОМ; 6 — отводка муфты сцепления силовой передачи; 7 — отжимной рычаг муфты сцепления ВОМ; 8 — ведомый диск муфты сцепления ВОМ; 9 — трубчатый вал привода ВОМ; 2 — частично независимый ВОМ; 1 — ведомый диск привода к ВОМ; 2 — упор; 3 — отводка; 4 — вал силовой передачи; 5 — педаль муфты сцепления; 6 — ВОМ; 7 — задний нажимной диск; 8 — ведомый диск силовой передачи; 9 — трубчатый вал.

В качестве синхронного ВОМ используются валы силовой передачи (например, у трактора Т-25 внутренние концы полуосей ведущих колес). Передаточное число синхронных ВОМ рассчитывается так, чтобы ВОМ делал 3,3—3,5 оборота на один метр пути трактора.

По принципу управления ВОМ подразделяются на зависимые, частично независимые и независимые.

Если привод ВОМ осуществляется через муфту сцепления (рис. 320, *а*) и первичный вал коробки передач (или какой-либо другой вал силовой передачи), то при выключении муфты сцепления вместе с остановкой трактора прекращает вращение и ВОМ. Такие ВОМ называют зависимыми. Если привод зависимого ВОМ осуществляется от первичного вала коробки передач, он делает постоянное число оборотов, а если он приводится во вращение от какого-либо другого вала силовой передачи — синхронное.

Валу отбора мощности с зависимым приводом (Т-25, Т-74, ДТ-75, ДТ-75М) свойственны весьма существенные недостатки. При трогании с места разгон агрегата и рабочих органов машины происходит одновременно, а это требует повышенной (до 30%) мощности двигателя и перерасхода топлива. Зависимый привод ВОМ не позволяет вращать рабочие органы машины при остановленном агрегате, что бывает необходимо для

устранения забивания машины зеленой массой. При холостых заездах на поворотной полосе необходимы остановки, связанные с потерями мощности, топлива и времени, так как зависимый привод ВОМ нельзя включать и выключать на ходу трактора.

Все эти недостатки исключаются, если ВОМ приводится в действие непосредственно от коленчатого вала двигателя независимо от силовой передачи, иными словами, является *независимым*. По конструкции независимые ВОМ можно разбить на две группы. К первой относятся ВОМ, управление которыми осуществляется от специальных муфт сцепления, объединенных в одно общее устройство с муфтой сцепления трактора (двухпоточные муфты сцепления). Вторая группа имеет самостоятельные механизмы для управления работой ВОМ. Эти механизмы представляют собой либо специальные фрикционные муфты сцепления, либо планетарные редукторы.

У вала отбора мощности второй группы в трубчатом валу 3 (рис. 320, б) силовой передачи помещен вал 4 привода ВОМ. Вал 4 шлицевым концом соединен через втулку с маховиком 1 двигателя. Второй конец вала 4 соединяется с механизмом управления работой ВОМ и с понижающим редуктором 6, который размещен на задней стенке 5 корпуса силовой передачи. Редуктор снижает число оборотов ВОМ до установленного стандартом. У трактора МТЗ-50 понижающим редуктором и механизмом управления работой ВОМ служит планетарный механизм. У тракторов ДТ-75 первых выпусков и Т-4 понижающий редуктор состоит из цилиндрических шестерен, а для управления работой ВОМ применяются многодисковые фрикционные муфты сцепления.

Двухпоточная муфта сцепления трактора Т-40 (рис. 320, в) передает независимо два потока мощности: через ведомый диск 1 на вал 4 силовой передачи и через ведомый диск 8 на трубчатый вал 9 и далее валу отбора мощности 5. Муфта сцепления силовой передачи и муфта сцепления ВОМ включаются и выключаются раздельно, при этом отводки 3 и 6 воздействуют на отжимные рычаги 2 и 7 через независимую систему рычагов, тяг и педалей.

Существуют также и частично независимые ВОМ. Частично независимый привод отличается от независимого тем, что он не допускает включения и отключения ВОМ без остановки трактора, но может работать при остановленном тракторе. Такой привод имеют тракторы ЮМЗ-6М/6Л и самоходное шасси Т-16М.

Двухпоточная муфта сцепления (рис. 320, г) имеет одну общую педаль 5 управления для главной муфты и муфты ВОМ. Ведомый диск 8 связан валом 4 с первичным валом коробки передач, а диск 1 через трубчатый вал 9 и шестерни — с валом отбора мощности 6. При нажатии на педаль 5 происходит последовательное выключение вначале главной муфты сцепления, а при последующем ходе (трактор в это время остановлен), если это необходимо, муфты ВОМ.

Для того чтобы обеспечить агрегатирование трактора с различными машинами, требующими привода от ВОМ, шлицевые хвостовики ВОМ, а также их пространственные координаты стандартизированы. Направление вращения всех ВОМ (кроме синхронных) принято по часовой стрелке, если смотреть по движению трактора. Для безопасности работы хвостовик ВОМ закрывается защитным кожухом.

#### § 4. ВАЛЫ ОТБОРА МОЩНОСТИ ТРАКТОРОВ МТЗ-50 И МТЗ-52

На тракторах МТЗ-50 и МТЗ-52 устанавливаются задний и боковой ВОМ. Задний ВОМ — комбинированный (независимый и синхронный), а боковой ВОМ — зависимый.

Комбинированный задний ВОМ устроен следующим образом. Внутри промежуточного вала коробки передач помещен вал 48 (рис. 321), при-

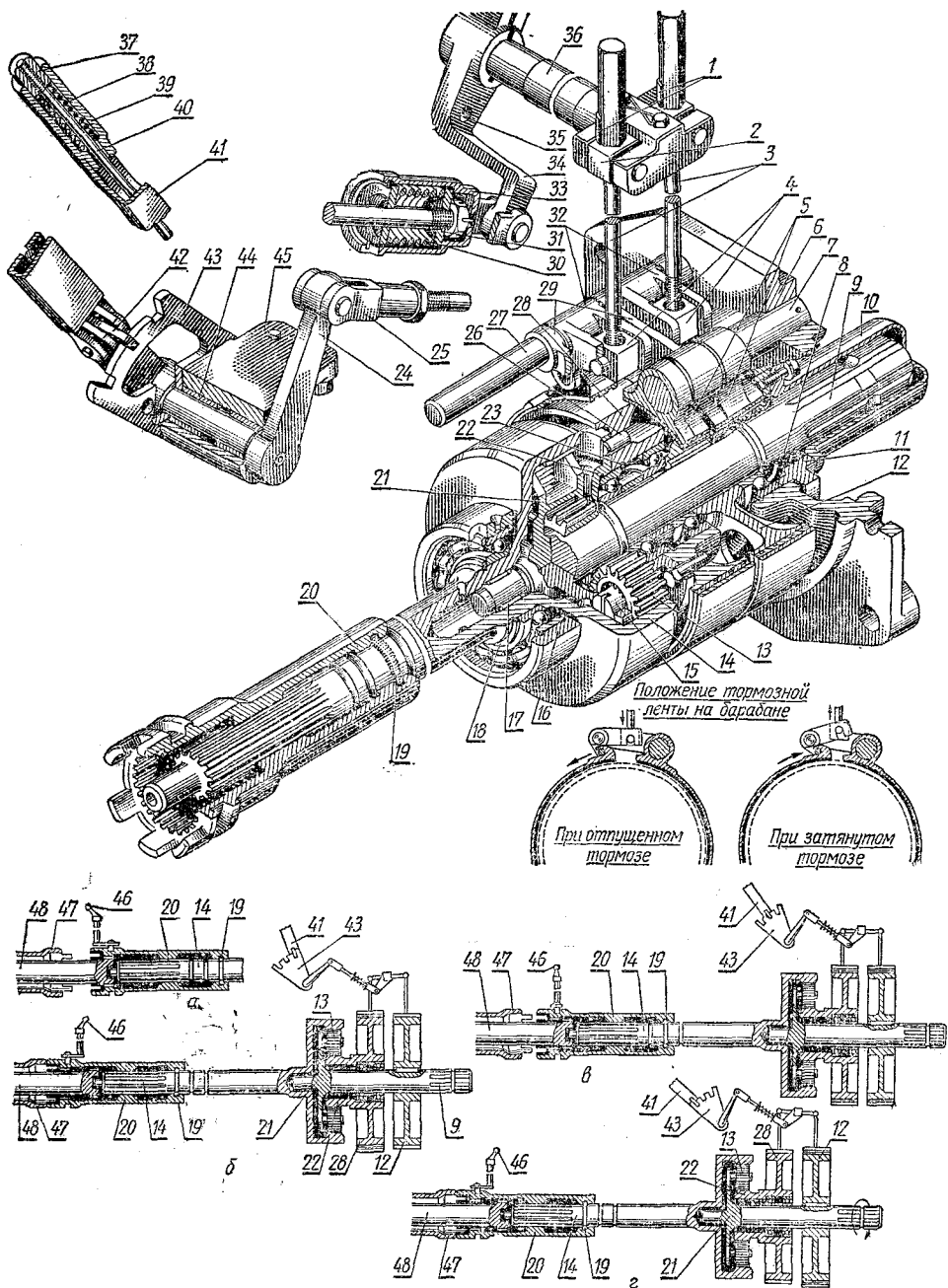


Рис. 321. Устройство и схема работы вала отбора мощности тракторов МТЗ-50 и МТЗ-52:

а — включен независимый привод; б — включен независимый привод, ВОМ выключен; в — привод заднего ВОМ отключен; г — включен синхронный привод, ВОМ включен; 1 — зашелки регулировочных винтов; 2 — опора регулировочных винтов; 3 — регулировочные винты; 4 — пальцы регулировочных винтов; 5 — тормозные ленты с фрикционными накладками; 6 — задняя крышка; 7 — ось тормозных лент; 8 — уплотнение; 9 — ВОМ со шлицевым концом; 10 — колпак; 11 — крышка подшипника; 12 — барабан тормоза выключения; 13 — сателлит; 14 — коронная шестерня редуктора с хвостовиком; 15 — ось сателлита; 16 — стакан подшипника; 17 — игольчатый подшипник водила; 18 — стопорное кольцо; 19 — пружина фиксатора; 20 — муфта переключения; 21 — водило; 22 — солнечная шестерня; 23 — стопорное кольцо; 24 — рычаг; 25 — тяга с регулировочной вилкой; 26 — штифт; 27 — ось; 28 — барабан тормоза выключения; 29 — кронштейн осей тормозных лент; 30 — пружина амортизирующего устройства рычага управления; 31 — упорная шайба амортизирующего устройства; 32 — рычаги тормозных лент; 33 — стакан; 34 — рычаг; 35 — отверстие под болт для регулировки длины тяги; 36 — валик управления; 37 — кнопка зашелки; 38 — пружина; 39 — рукоятка рычага; 40 — тяга зашелки; 41 — рычаг управления; 42 — зашелка; 43 — сектор; 44 — втулка; 45 — кронштейн рычага управления; 46 — рычаг включения муфты; 47 — ведущая шестерня второй ступени коробки передач; 48 — вал.

водимый во вращение от маховика двигателя через пару цилиндрических шестерен, расположенных в корпусе муфты сцепления трактора. Вал 48 позволяет выполнить независимый привод ВОМ. Синхронный привод ВОМ осуществляется от ведущей шестерни 47 второй ступени редуктора коробки передач.

Для независимого ВОМ планетарный редуктор (хвостовик коронной шестерни 14) соединяется жестко с валом 48, а для синхронного — с шестерней 47 второй ступени редуктора при помощи муфты 20, перемещающей рычагом 46 (рис. 321, а, б).

Если ВОМ не используется, то муфта 20 занимает нейтральное положение (рис. 321, в).

Планетарный редуктор ВОМ размещен в корпусе заднего моста трактора и состоит из ведущей коронной шестерни 14, находящихся в зацеплении с ней трех сателлитов 13 и солнечной шестерни 22. Сателлиты 13 расположены на осях водила 21, выполненного как одно целое с ВОМ 9. Редуктор имеет два тормозных барабана, из которых один служит для торможения солнечной шестерни, а второй — для торможения водила.

При установке рычага 41 управления работой ВОМ в крайнее заднее положение (по ходу трактора) водило затормаживается тормозом выключения и ВОМ не вращается (рис. 321, б). Крайнее переднее положение рычага соответствует остановке солнечной шестерни 22 тормозом включения — ВОМ вращается (рис. 321, в). При установке рычага 41 в нейтральное положение — на середину сектора 43 — обе тормозные ленты на барабанах опущены (рис. 321, в). При переключении привода пружина 19 входит в одну из трех канавок хвостовика коронной шестерни 14 и удерживает муфту 20 в неподвижном состоянии.

Переключение ВОМ на независимый привод производят при остановленном двигателе.

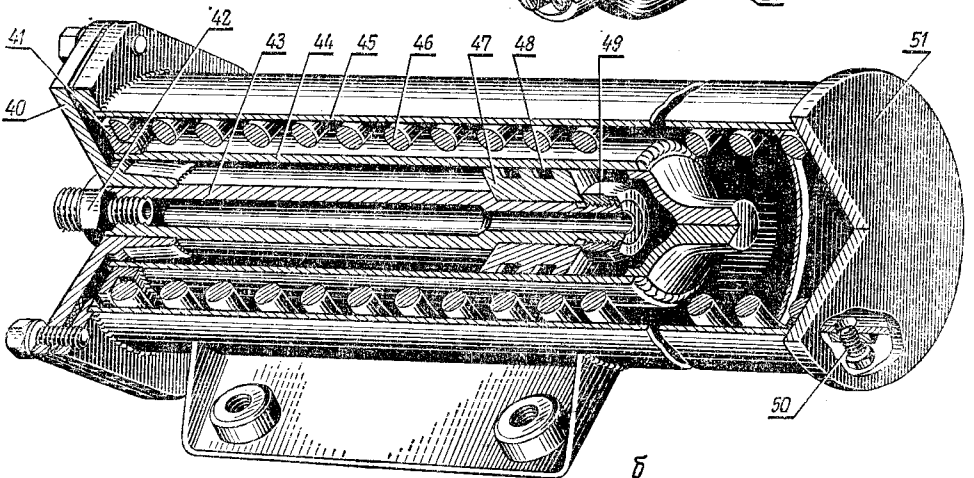
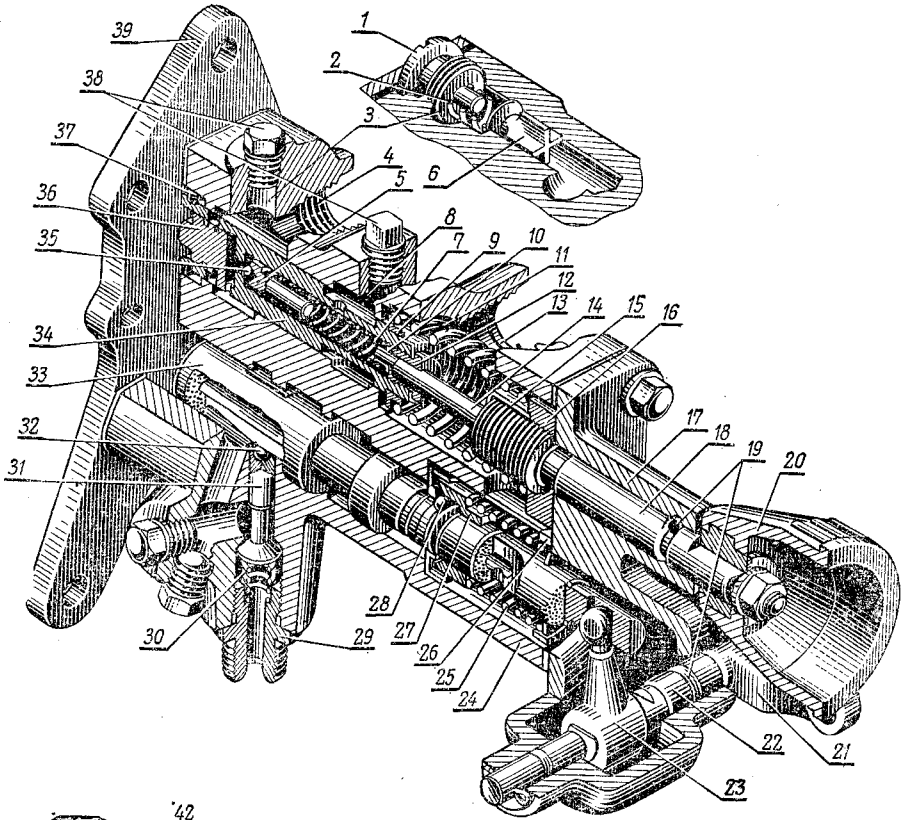
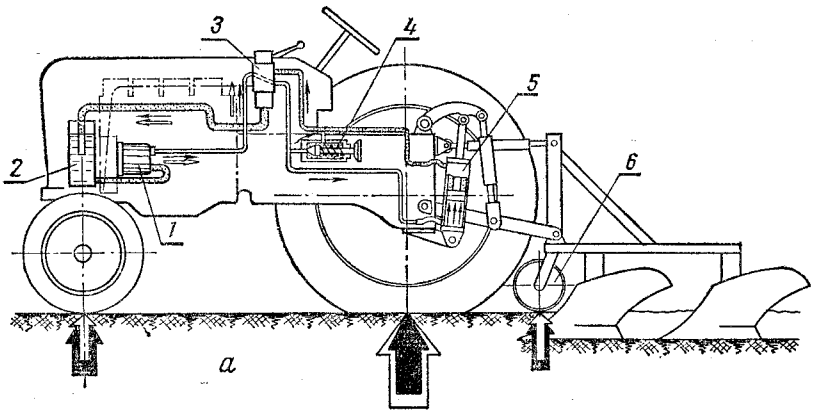
Боковой ВОМ устанавливается слева в передней части трактора на двух шарикоподшипниках и приводится в действие от коробки передач через подвижную шестерню. Кривошип вала соединяется с шатуном компрессора для накачки шин. Включают ВОМ при выключенной муфте сцепления тягой, расположенной слева от сиденья тракториста.

## § 5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УВЕЛИЧИТЕЛЬ СЦЕПНОГО ВЕСА

Гидравлический увеличитель сцепного веса (ГСВ) предназначен для регулирования сцепного веса, приходящегося на ведущие колеса трактора, за счет нагрузок, снимаемых с опорного колеса навесного орудия и направляющих колес трактора. Рассмотрим схему его работы.

Гидравлическая навесная система (рис. 322, а) имеет специальный дроссельный клапан 4, соединенный через трубопровод с силовым цилиндром 5. Если рукоятка распределителя 3 будет установлена в положение «подъем», а дроссельный клапан 4 приоткрыт, то в силовом цилиндре 5 создается давление подпора, стремящееся вывести орудие из почвы. Так как давление жидкости в нижней полости силового цилиндра 5 ограничено из-за частичного перепуска ее через дроссельный клапан 4 и распределитель 3 в бак 2, то орудие не будет поднято, однако нагрузка на опорное колесо б уменьшится, а на ведущее колесо увеличится. Регулируя открытие дроссельного клапана, можно увеличивать или уменьшать дополнительную нагрузку на ведущие колеса трактора.

Однако дроссельный клапан 4 повышает сопротивление движению жидкости в системе, вследствие чего увеличиваются потери мощности, масло перегревается, а гидромеханизм изнашивается. Поэтому в отличие от рассмотренной принципиальной схемы реальная схема ГСВ несколько усложнена: в нее введены дополнительные устройства — гидроаккумулятор, в котором содержится запас жидкости под определенным давлением, и автомат подзарядки.





Распределение сил на колесах трактора и опорном колесе орудия условно показано стрелками: светлыми, когда ГСВ включен, темными, когда ГСВ выключен.

Сравнивая описанный способ увеличения сцепного веса с приведенными в § 5 главы 36, отметим, что способ с применением ГСВ является наиболее совершенным, так как дает хороший эффект при малых затратах труда: быструю и плавную, регулируемую на ходу при прохождении тяжелого участка пути, догрузку ведущих колес.

**Гидравлический увеличитель сцепного веса тракторов МТЗ-50 и МТЗ-52** состоит из гидроувеличителя с автоматом подзарядки и гидроаккумулятора, подключенных к гидросистеме трактора (рис. 322, б).

Гидроувеличитель с автоматом подзарядки расположен в корпусе 24, закрытом крышками 39 и 17. В нижнем приливе корпуса помещается грибовидный запорный клапан 31 с шариком 32 и пружиной 30. Штуцером 29 к гидрораспределителю присоединяется трубопровод 60 (рис. 323, а), идущий от основного (заднего) силового цилиндра 58. В горизонтальном канале корпуса помещен ползун 33 (рис. 322, б) перепуска масла с запорным устройством. Конец хвостовика ползуна 33 соединен с внутренним рычагом 23, укрепленным на валике 22, который размещен в передней крышке 17 корпуса. На валике 22 укреплен внешний рычаг 21, соединенный с рукояткой управления ГСВ. Ползун 33 может фиксироваться запорным устройством в трех положениях: «ГСВ выключен», «ГСВ включен» и «заперто». Запорное устройство ползуна состоит из пружины 25, распорной втулки 26, обоймы 27 и шарика 28, входящего в одну из трех канавок на ползуне.

Автомат подзарядки состоит из золотника 34, плунжеров 36 и 14, предохранительного 5 и обратного 6 клапанов и регулировочного винта 18. Золотник 34, направляющей которого служит расточенное в корпусе отверстие, удерживается в определенном положении противодействующими силами натяжения пружины 11 и давления масла на его торец со стороны большого плунжера 36. Пружина 11 одним концом опирается на бурт золотника через шайбу 9, а вторым — на фигурную гайку 16. В гайку 16 ввинчен регулировочный винт 18 с маховичком 20, которым можно регулировать положение золотника 34, изменяя сжатие пружины 11. Во внутренней полости золотника помещен предохранительный клапан 5 с пружиной 7 и шариком 35. Пружина 7 центрируется направляющей клапана 5 и шайбой 10, надетой на малый плунжер 14. Направляющей малого плунжера 14 служит гайка 12, накрученная на золотник 34. Торцом плунжер 14 опирается на колпак 15, помещенный на гайке 16. В корпусе гидроувеличителя расположен обратный клапан 6 с пружиной 2 и пробкой 1. К отверстиям 4 и 13 штуцерами присоединяются трубопровод 62 (рис. 323, а), ведущий к гидроаккумулятору, и трубопровод 61 для слива масла из гидроувеличителя 63 в бак 54.

Рис. 322. Гидравлический увеличитель сцепного веса (ГСВ):

а — принципиальная схема ГСВ; 1 — насос; 2 — бак; 3 — распределитель; 4 — дроссельный клапан; 5 — силовой цилиндр; 6 — опорный каток навесного орудия; б — конструкция; 1 — пробка с уплотнительным кольцом; 2 — пружина обратного клапана; 3 — канал, соединяющий полости гидроаккумулятора, обратного клапана и ползуна; 4 — отверстие штуцера трубопровода к гидроаккумулятору; 5 — предохранительный клапан; 6 — обратный клапан; 7 — пружина предохранительного клапана; 8 — канал, соединяющий полости ползуна; 9 — опорная шайба пружины золотника; 10 — опорная шайба пружины предохранительного клапана; 11 — пружина золотника; 12 — направляющая гайка малого плунжера; 13 — отверстие штуцера трубопровода для слива масла в бак; 14 — малый плунжер; 15 — упорный колпак малого плунжера; 16 — фигурная гайка натяжения пружины золотника; 17 — передняя крышка корпуса; 18 — регулировочный винт пружины золотника; 19 — уплотнительные кольца; 20 — маховичок регулировочного винта; 21 — внешний рычаг; 22 — валик; 23 — внутренний рычаг; 24 — корпус гидроувеличителя; 25 — пружина ползуна; 26 — распорная втулка; 27 — обойма запорного устройства; 28 — шарик запорного устройства; 29 — штуцер трубопровода основного цилиндра; 30 — пружина запорного клапана; 31 — запорный клапан; 32, 35 — шарики; 33 — ползун перепуска масла; 34 — золотник автомата подзарядки; 36 — большой плунжер; 37 — ограничительное кольцо хода золотника; 38 — заглушки; 39 — задняя крышка; 40 — передняя крышка гидроаккумулятора; 41 — опора пружины; 42 — штуцер трубопровода к гидроувеличителю; 43 — шток; 44 — цилиндр; 45 — кожух; 46 — пружина; 47 — поршень; 48 — уплотняющее кольцо с пркладкой; 49 — гайка; 50 — пробка для слива масла из кожуха; 51 — задняя крышка.

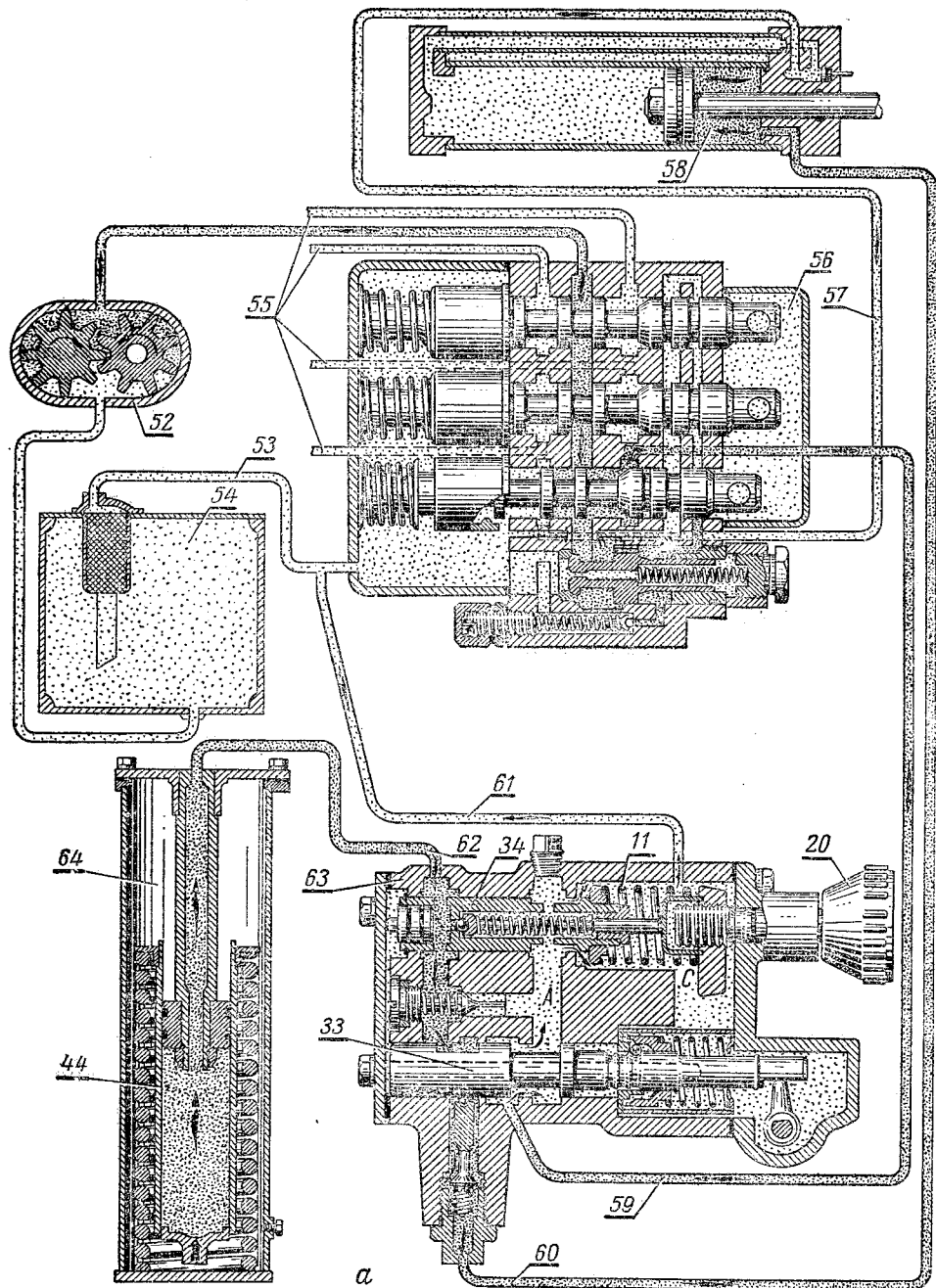


Рис. 323. Схема работы гидроувеличителя сцепного веса.

Гидроаккумулятор (на схеме, представленной на рисунке 322, а, его роль выполняет дроссельный клапан 4) служит для создания подпора масла и восполнения утечек в основном силовом цилиндре. Этим исключается длительная работа насоса под нагрузкой при включенном ГСВ. Он представляет собой цилиндр 44 (рис. 322) одностороннего действия, нагруженный пружиной 46. Гидроаккумулятор укрепляется на рукаве левой полуоси трактора. Основные его детали — стальной кожух 45 с крышками 40 и 51, цилиндр 44 со штоком 43 и поршнем 47 и пружина 46. Поршень 47 закреплен на штоке 43, неподвижно соединенном

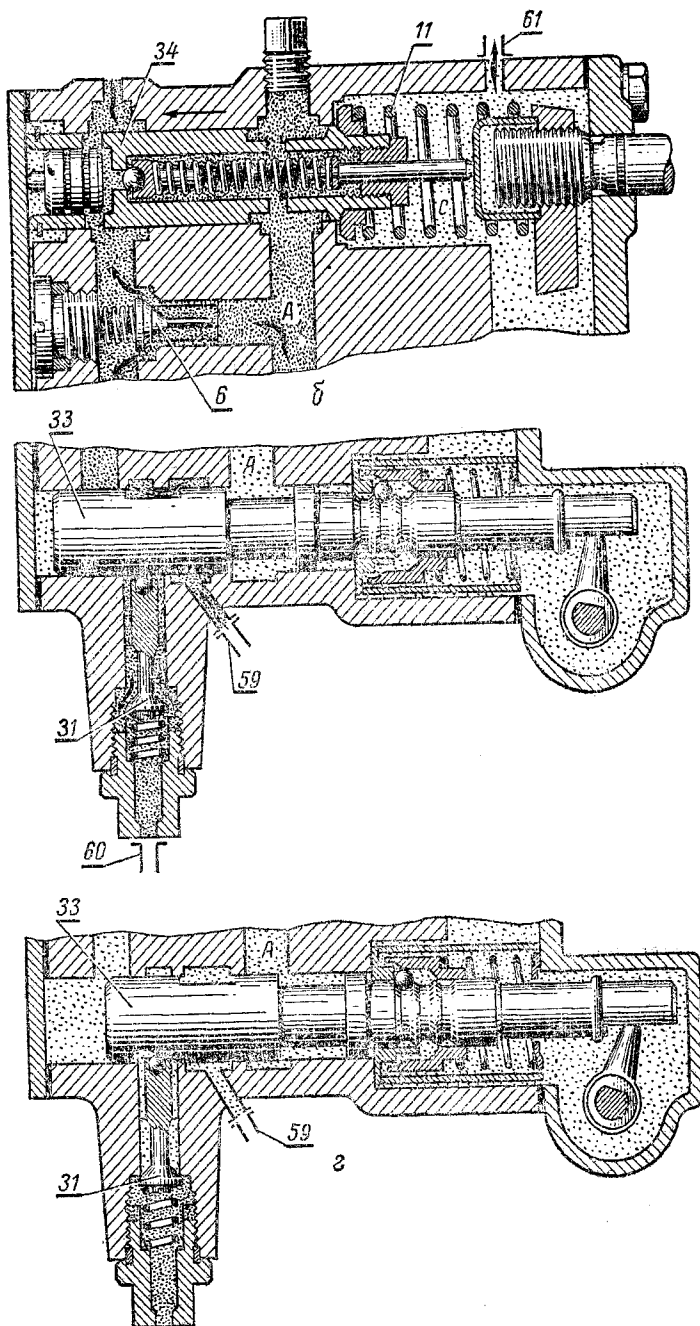


Рис. 323. Схема работы гидроувеличителя снепного веса (продолжение):

*а* — ползун гидроувеличителя в позиции «ГСВ включен»; *б* — положение золотника гидроувеличителя при падении давления (подпора) в гидроаккумуляторе; *в* — ползун гидроувеличителя в позиции «ГСВ выключен»; *г* — ползун гидроувеличителя в положении «заперто»; 52 — насос; 53, 55, 57, 59, 60, 61 и 62 — трубопроводы; 54 — бак; 56 — распределитель; 58 — основной (задний) силовой цилиндр; 63 — гидроувеличитель; 64 — гидроаккумулятор; А и С — полости гидроувеличителя (остальные позиции те же, что на рисунке 322).

с крышкой 40, вследствие чего под действием давления масла или упругости пружины 46 цилиндр 44 может перемещаться относительно поршня. Внутреннее сквозное отверстие в штоке через штуцер 42 и трубопровод 62 (рис. 323, а) соединяет рабочее надпоршневое пространство цилиндра 44 (рис. 322, б) с гидроувеличителем 63 (рис. 323, а).

ГСВ работает следующим образом. Устанавливая рукоятку распределителя 56 управления основным (задним) цилиндром 58 в положение «плавающее», заглубляют орудие в почву. Затем рукоятку ГСВ переводят в позицию «ГСВ включен», а рукоятку распределителя 56 из положения «плавающее» в положение «подъем». Ползун 33 при этом устанавливается так, что гидроаккумулятор 64 соединяется через трубопровод 60 с силовым цилиндром 58, и фиксируется запорным шариковым устройством. Давление масла в гидроаккумуляторе 64 передается по трубопроводу 60 в силовой цилиндр 58. Ведущие колеса трактора при этом получают дополнительную нагрузку. Одновременно из распределителя 56 по трубопроводу 59 масло поступает в полости А и С гидроувеличителя (как показано стрелками) и далее по трубопроводам 61 и 53 — на слив в бак 54.

Давление подпора масла в силовом цилиндре 58 зависит от давления масла в гидроаккумуляторе и может регулироваться маховичком 20 в пределах 8—28 кг/см<sup>2</sup>. Вращение маховичка против часовой стрелки до полного сжатия пружины 11 золотника 34 соответствует максимальному давлению подпора в цилиндре 58. Пружина 7 (рис. 322, б) предохранительного клапана 5 подобрана так, что он открывается, если давление подпора в цилиндре и гидроаккумуляторе будет больше отрегулированного. Если при максимальном подпоре в цилиндре опорные колеса орудия не будут копировать рельефа почвы, то натяжение пружины надо ослабить, вращая маховичок в противоположную сторону.

Если давление в гидроаккумуляторе упадет (рис. 323, б), пружина 11, преодолев давление масла на торец золотника 34, сдвинет его в направлении стрелки и перекроет отверстие, сообщающее полости А и С. При этом слив масла из распределителя через гидроувеличитель прекратится, создавшееся в полости А давление откроет обратный клапан 6 и масло поступит в гидроаккумулятор на подзарядку и в основной силовой цилиндр на подпор.

Как только заданное регулировкой давление подпора в цилиндре будет восстановлено, давление масла на торец золотника 34 автомата подзарядки, преодолев усилие пружины 11, передвинет золотник в обратном направлении и соединит тем самым полости А и С (рис. 323, а), обратный клапан 6 закроется и масло от распределителя поступит на слив в бак. Давление подпора в цилиндре будет создаваться гидроаккумулятором.

Для подъема орудия рукоятку ГСВ ставят в положение «ГСВ выключен» (рис. 323, в). При этом ползун 33 отъединяет полость А от нагнетательного трубопровода и фиксируется запорным устройством. Распределитель соединяется с цилиндром через выточки ползуна 33 и открытый запорный клапан 31, и навесное орудие выводится из почвы.

После полного вывода орудия из почвы рукоятка распределителя автоматически устанавливается в положение «нейтральное» и масло, подаваемое насосом, перепускается через распределитель в бак.

Когда ГСВ не используется, его рукоятка устанавливается в позицию «ГСВ выключен» или «заперто».

В позиции «заперто» (рис. 323, г) ползун отъединяет трубопровод 59 от полости А и запорного клапана 31 гидроувеличителя, отключая силовой цилиндр от гидросистемы. В это положение рукоятку ставят только при длительных переездах трактора с поднятым в транспортное положение орудием, предупреждая тем самым опускание орудия, которое может произойти из-за утечек масла в гидросистеме.

## ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ АВТОМОБИЛЕЙ

В дополнительное оборудование автомобиля входят системы отопления и вентиляции, устройства для обдува и обмыва стекол, стеклоочистители и стеклоподъемники, тягово-сцепные устройства, лебедки, подъемные механизмы самосвалов и некоторые другие вспомогательные устройства. В этой главе рассмотрена только часть устройств дополнительного оборудования автомобилей.

## § 1. ТЯГОВО-СЦЕПНОЕ УСТРОЙСТВО

Тягово-сцепное устройство устанавливается на задней поперечине грузового автомобиля и служит для буксировки прицепов. Оно должно быть надежным и простым в эксплуатации, позволять автопоезду свободно маневрировать и смягчать удары при резком трогании поезда с места.

На грузовых автомобилях применяются тягово-сцепные устройства типа «крюк — петля», у которых гашение усилий, возникающих при взаимодействии автомобиля и прицепа, осуществляется цилиндрической пружиной либо резиновым буфером.

В тягово-сцепном устройстве автомобиля ЗИЛ-130 корпус 13 (рис. 324) и крышка 9 корпуса помещены на поперечине рамы автомобиля. В корпус свободно вставлен резиновый буфер 11, с обеих сторон которого расположены упорные шайбы 10 и 12. Шток 8 крюка 5 пропущен через отверстие буфера и закреплен гайкой 14. Крюк 5 входит в петлю дышла прицепа и закрепляется защелкой. Собачка защелки шплинтуется. Особенность такого тягово-сцепного устройства заключается в том, что независимо от того, передается ли усилие от автомобиля к прицепу или наоборот (наезд прицепа на автомобиль при торможении), на буфер передаются усилия сжатия, что делает его работу надежной.

## § 2. ЛЕБЕДКА

Автомобили повышенной проходимости оборудуются лебедками, при помощи которых осуществляются самовытаскивание, вытягивание застрявших автомобилей, облегчаются погрузо-разгрузочные работы и другие операции.

Лебедка автомобиля ГАЗ-66 приводится во вращение карданной передачей от коробки отбора мощности. Коробка отбора мощности крепится на коробке передач с правой стороны и имеет две передачи — для намотки троса на барабан лебедки и размотки троса. Лебедка (рис. 325),

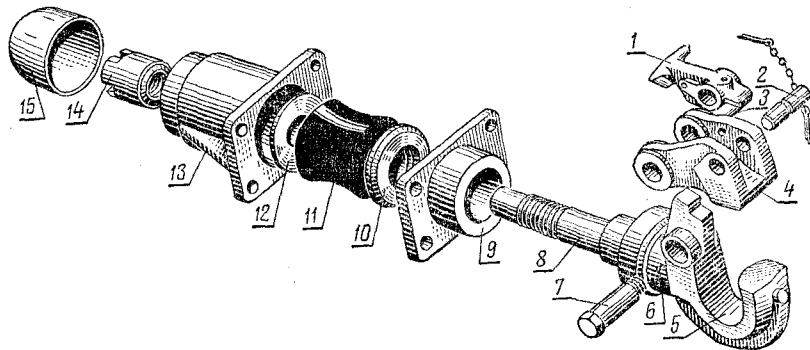


Рис. 324. Тягово-сцепное устройство:

1 — собачка защелки; 2 — ось собачки; 3 — пружина собачки; 4 — защелка буксирного крюка; 5 — буксирный крюк; 6 — масленка; 7 — ось защелки буксирного крюка; 8 — шток крюка; 9 — крышка корпуса; 10, 12 — упорные шайбы; 11 — резиновый буфер; 13 — корпус; 14 — гайка; 15 — колпак гайки.



жен в кабине с правой стороны. Радиатор 7 отопителя (рис. 326) включен в систему охлаждения двигателя. Горячая вода поступает в радиатор отопителя из впускной трубы двигателя через кран 13.

Наружный воздух проходит к радиатору 7 через жалюзи на боковой стороне кабины и регулируется заслонкой 8. Заслонку 8 рукояткой 2 привода можно устанавливать в два положения. При вытянутой рукоятке наружный воздух в кабину не поступает, но из кабины воздух может выходить (работа в условиях низких температур окружающей среды). При вдвинутом положении рукоятки 2 в кабину поступает только наружный воздух.

Для равномерного распределения тепла в кабине и обдува ветрового стекла изнутри кабины предназначен специальный вентилятор, к которому теплый воздух подводится по шлангу. Обдув ветрового стекла регулируется правой и левой заслонками, размещенными в корпусе вентилятора и управляемыми рукояткой 3 и поводком 5.

В зависимости от положения рукоятки 3 и поводка 5 относительно сектора 4 можно использовать весь поток теплого воздуха только для отопления кабины, только на обдув ветрового стекла или одновременно для обдува стекла и обогрева кабины.

# ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ТРАКТОРА

## Глава 44

### ТЕОРИЯ КОЛЕСНОГО И ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

#### § 1. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ТРАКТОР В ДВИЖЕНИИ

Рассмотрим общий случай неравномерного прямолинейного движения на подъеме колесного трактора типа 4×2 с тяговой нагрузкой (рис. 327, а). Здесь на трактор действуют в продольной плоскости следующие активные силы и реакции:

вес трактора  $G$ , приложенный к его центру тяжести и направленный вертикально вниз. Положение центра тяжести трактора определяется координатами  $a$  и  $h$ . Сила  $G$  может быть разложена на две составляющие: параллельную поверхности дороги ( $G \sin \alpha$ ) и нормальную к ней ( $G \cos \alpha$ );

нормальные реакции дороги:  $Y_K$  — на ведущие колеса и  $Y_{II}$  — на ведомые. Силы  $Y_K$  и  $Y_{II}$  смещены относительно вертикальной геометрической оси колес, перпендикулярной опорной поверхности, соответственно на расстояния  $a_K$  и  $a_{II}$ .

реакции дороги, параллельные поверхности пути: толкающая сила  $X_K$ , действующая по направлению движения и приложенная на расстоянии  $a_K$  от геометрической оси ведущих колес; реакция  $X_{II}$ , действующая против направления движения и приложенная на расстоянии  $a_{II}$  от геометрической оси ведомых колес;

тяговое сопротивление  $P_{кр}$ , приложенное в точке прицепа, в общем случае оно направлено под углом  $\beta$  к поверхности дороги;

суммарная сила инерции  $P_j$ ; поступательно движущихся масс трактора.

Кроме того, на трактор действуют сила сопротивления воздуха и касательные силы инерции колес и вращающихся деталей силовой передачи, которыми ввиду их небольшого влияния на динамику трактора можно пренебречь, если скорость трактора не превышает 18—20 км/ч.

По аналогии с предыдущим рассмотрим общий случай движения гусеничного трактора (рис. 327, б). В продольной плоскости на трактор действуют следующие активные силы и реакции: вес трактора  $G$ , сила инерции  $P_j$ , тяговое сопротивление  $P_{кр}$ , реакции дороги, параллельные

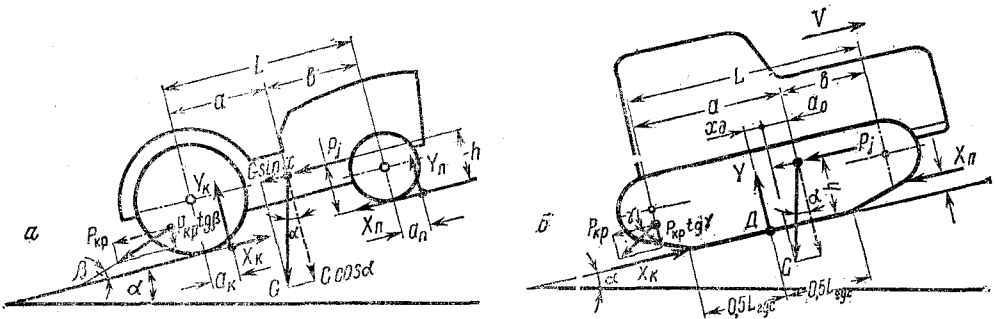


Рис. 327. Схема сил, действующих на колесный (а) и гусеничный (б) тракторы.



поверхности пути,— толкающая сила  $X_k$  и действующая против движения реакция  $X_{\text{п}}$ .

Реакция, нормальная к поверхности пути, является результирующей всех нормальных реакций почвы, действующих на отдельные звенья гусениц. Точка  $D$  приложения результирующей нормальной реакции  $Y$  называется *центром давления* гусеничного трактора. В общем случае центр давления  $D$  не совпадает с серединой опорной длины гусениц.

Расстояние от середины опорной длины гусениц до точки  $D$  называется *смещением  $x_d$  центра давления*. Значительное смещение центра давления ухудшает сцепление гусениц с почвой и увеличивает сопротивление качению. Для того чтобы при движении агрегата под нагрузкой на подъем смещение центра давления было небольшим, центр тяжести трактора стремятся расположить несколько впереди по отношению к середине опорной поверхности гусениц (на величину  $a_0$ ). Значение  $a_0$  для различных тракторов лежит в пределах 0,05—0,08  $L$ .

## § 2. ТЯГОВЫЙ БАЛАНС ТРАКТОРА

Пользуясь схемой сил, действующих на колесный трактор (рис. 327, а), составим уравнение проекций всех сил на поверхность дороги:

$$X_k = P_{\text{кр}} + P_j + G \sin \alpha + X_{\text{п}}. \quad (117)$$

Реакция  $X_{\text{п}}$ , направленная против движения, представляет собой силу сопротивления качению направляющих колес  $F_{\text{п}}$ . Толкающая сила  $X_k$  определится из уравнения (93):

$$X_k = P_k - \frac{M_f}{r_k} = P_k - F_k,$$

где  $F_k$ — сила сопротивления качению ведущих колес трактора;  
 $r_k$ — теоретический радиус качения колеса.

Тогда уравнение (117) можно представить в следующем виде:

$$P_k = P_{\text{кр}} + P_j + G \sin \alpha + (F_{\text{п}} + F_k).$$

Поскольку сумма  $F_{\text{п}} + F_k$  есть сила  $P_f$  сопротивления качению трактора, то

$$P_k = P_{\text{кр}} + P_j + G \sin \alpha + P_f. \quad (118)$$

Для установившегося движения на горизонтальном пути формула (118) будет выглядеть так:

$$P_k = P_{\text{кр}} + P_f. \quad (119)$$

Формулы (118), (119), показывающие зависимость между развиваемой трактором силой тяги и силами сопротивления движению, характеризуют *тяговый баланс трактора*.

Сила сопротивления качению трактора  $P_f$  зависит от конструктивных показателей трактора — веса, расположения центра тяжести, конструкции ходовой части, а также от свойств и состояния грунта. Она может быть определена экспериментально или по формуле:

$$P_f = fG \cos \alpha, \quad (120)$$

где  $G$ — полный вес трактора;  
 $f$ — коэффициент сопротивления трактора качению.

Опытным путем силу  $P_f$  определяют при работе трактора с нагрузкой на крюке: измеряют касательную силу тяги на ведущих колесах трактора и его тяговое сопротивление специальными приборами — динамографами, результат подсчитывают по формуле (119).

### § 3. УСТОЙЧИВОСТЬ ТРАКТОРА

Устойчивость трактора характеризуется его способностью работать на продольных и поперечных уклонах без опрокидывания. Устойчивость трактора оценивается статическими углами продольного и поперечного уклонов, на которых может стоять, не опрокидываясь, заторможенный трактор без прицепа и навесной машины.

На трактор, стоящий в заторможенном состоянии на подъеме, действуют активная сила веса трактора  $G$  (рис. 328, *a*), нормальные реакции на колеса  $Y_K$  и  $Y_H$  и тормозная сила  $P_T$ , направленная встречно силе  $G \sin \alpha$ , пытающейся скатить трактор с уклона. Скатыванию трактора также противодействует момент сопротивления качению задних колес, которым ввиду незначительности пренебрегаем.

Опрокидывание трактора вокруг оси  $O_2$  на предельном подъеме возможно, если нормальная реакция дороги на передние колеса  $Y_H = 0$ . При этом вся весовая нагрузка воспринимается задними колесами:  $Y_K = G \cos \alpha_{\text{lim}}$ . Направление действия силы тяжести трактора  $G$  пересекает ось  $O_2$ .

Исходя из условия равновесия трактора относительно оси опрокидывания  $O_2$  можно записать:

$$G \cos \alpha_{\text{lim}} a - G \sin \alpha_{\text{lim}} h = 0, \quad (121)$$

откуда 
$$\text{tg} \alpha_{\text{lim}} = \frac{a}{h},$$

где  $a$  и  $h$  — соответственно продольная и вертикальная координаты центра тяжести трактора.

Схема распределения сил, которые действуют на колесный трактор, стоящий в заторможенном состоянии на предельном спуске, показана на рисунке 328, *б*.

Опрокидывание трактора вокруг оси  $O_1$  на предельном спуске возможно, если нормальная реакция дороги на задние колеса  $Y_K = 0$ . При этом вся весовая нагрузка воспринимается передними колесами:  $Y_H = G \cos \alpha'_{\text{lim}}$ . Направление действия силы тяжести трактора  $G$  пересекает ось  $O_1$ .

Из условия равновесия трактора относительно оси опрокидывания  $O_1$  следует, что

$$G \cos \alpha'_{\text{lim}} (L - a) - G \sin \alpha'_{\text{lim}} h = 0, \quad (122)$$

откуда 
$$\text{tg} \alpha'_{\text{lim}} = \frac{L - a}{h}.$$

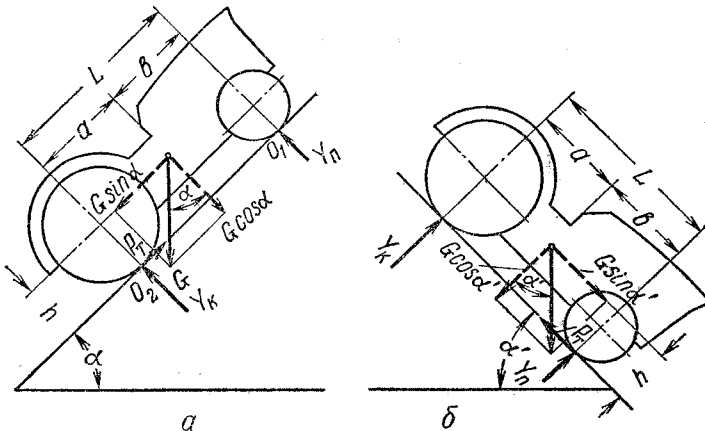


Рис. 328. Схема сил, действующих на колесный трактор при стоянке: *a* — на подъеме; *б* — на спуске.

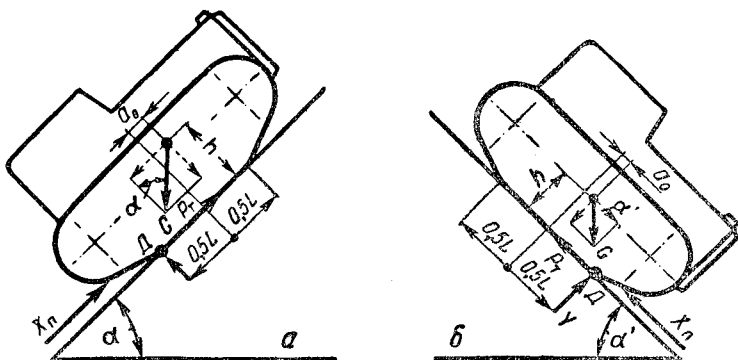


Рис. 329. Схема сил, действующих на гусеничный трактор при стоянке:

*a* — на подъеме; *б* — на спуске

Предельные статические углы подъема  $\alpha_{\text{lim}}$  — универсальных тракторов составляют  $35\text{--}40^\circ$ , предельные статические углы спуска  $\alpha'_{\text{lim}}$  — около  $60^\circ$ .

На практике для повышения продольной устойчивости и управляемости колесного трактора, работающего в агрегате с машиной, применяется навешивание балластных грузов.

Предельный угол подъема, на котором заторможенный гусеничный трактор без прицепа и навесных машин может стоять не опрокидываясь (рис. 329, *a*), характеризуется смещением центра давления *D* в заднюю кромку опорной поверхности гусениц, а продольный угол спуска (рис. 329, *б*) — смещением центра давления *D* в переднюю кромку.

Из уравнений равновесия относительно центра давления *D* следует, что

$$\text{tg}\alpha_{\text{lim}} = \frac{0,5L + a_0}{h}, \quad (123)$$

$$\text{tg}\alpha'_{\text{lim}} = \frac{0,5L - a_0}{h}, \quad (124)$$

где  $a_0$  — продольное расстояние от центра тяжести трактора до середины опорных поверхностей гусениц;

*L* — длина опорной поверхности гусениц.

Формулы (123), (124) справедливы для тракторов с полужесткой подвеской остова.

Предельные статические углы продольной устойчивости гусеничных тракторов с полужесткой подвеской остова составляют  $35\text{--}45^\circ$ , а для тракторов с эластичной подвеской (ДТ-54А)  $\alpha_{\text{lim}} \approx 35^\circ$ ,  $\alpha'_{\text{lim}} \approx 30^\circ$ .

Предельный статический угол поперечного уклона, на котором трактор может стоять, не опрокидываясь набок и не скользя вниз, находят из уравнения моментов относительно возможной оси опрокидывания (рис. 330):

$$G \sin \beta_{\text{lim}} h - 0,5BG \cos \beta_{\text{lim}} = 0,$$

откуда

$$\text{tg}\beta_{\text{lim}} = \frac{0,5B}{h}, \quad (125)$$

где *B* — ширина колеи трактора.

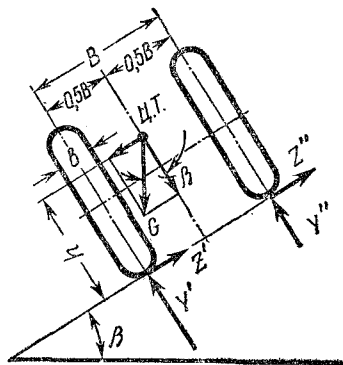


Рис. 330. Схема сил, действующих на трактор при стоянке на поперечном уклоне.

По действующим нормам безопасности углы поперечной статической устойчивости для колесных и гусеничных тракторов и самоходных шасси должны быть не менее  $40^\circ$ , а для тракторов специальных и трехколесных — не менее  $35^\circ$ . Предельные статические углы поперечного уклона универсальных тракторов возрастают с увеличением ширины колеи  $B$ . Значения этих углов для колесных тракторов с основной колеей и для гусеничных тракторов находятся в пределах  $40-50^\circ$ .

#### § 4. МОЩНОСТНОЙ БАЛАНС ТРАКТОРА

Мощность двигателя во время работы тракторного агрегата расходуется на преодоление различных сопротивлений. Уравнение, показывающее зависимость мощности  $N_e$  двигателя от преодолеваемых трактором сопротивлений, называют уравнением мощностного баланса, которое в общем случае имеет следующий вид:

$$N_e = N_{тр} + N_б + N_f \pm N_j \pm N_i + N_{кр} + N_{пр} + N_{вом}. \quad (126)$$

В правой части уравнения (126) приведены мощности, расходуемые:  $N_{тр}$  — на механические потери в узлах силовой передачи, передающих вращение от коленчатого вала двигателя к движителям;

$N_б$  — на буксование движителей трактора;

$N_f$  — на качение трактора;

$N_i$  — на преодоление подъемов;

$N_j$  — на изменение скорости движения тракторного агрегата;

$N_{кр}$  — на тягу рабочих машин и транспортных тележек;

$N_{пр}$  — на механические потери в приводе вала отбора мощности;

$N_{вом}$  — на привод механизмов рабочих машин от вала отбора мощности.

Положительные значения мощностей  $N_i$  и  $N_j$  соответствуют движению трактора на подъеме и с ускорением, а отрицательные — движению под уклон и с замедлением. При установившемся движении на горизонтальном пути мощности  $N_i$  и  $N_j$  равны нулю.

Отношение полезной мощности трактора к мощности двигателя при установившемся движении на горизонтальном пути называют *общим к.п.д. трактора*:

$$\eta = \frac{N_{кр} + N_{вом}}{N_e}. \quad (127)$$

Отношение тяговой мощности трактора к мощности двигателя, за вычетом мощности, расходуемой валом отбора мощности, потерь в приводе (при тех же условиях движения), называют *тяговым к.п.д. трактора*:

$$\eta_{тяг} = \frac{N_{кр}}{N_e - (N_{пр} + N_{вом})} = \frac{N_{кр}}{N_e - \frac{N_{вом}}{\eta_{пр}}}, \quad (128)$$

где  $\eta_{пр}$  — к.п.д., учитывающий потери в приводе вала отбора мощности.

Если при работе трактора вал отбора мощности не используется ( $N_{вом} = 0$ ), то

$$\eta = \eta_{тяг} = \frac{N_{кр}}{N_e}. \quad (129)$$

Тяговый к.п.д. колесного трактора можно представить как произведение коэффициентов, характеризующих отдельные потери, возникающие в процессе работы трактора:

$$\eta_{тяг} = \eta_{тр} \eta_б \eta_f, \quad (130)$$

где  $\eta_{тр}$  — к.п.д., учитывающий механические потери в силовой передаче;

$\eta_б$  — к.п.д., учитывающий потери на буксование ведущих колес;

$\eta_f$  — к.п.д., учитывающий потери на качение трактора.

По аналогии тяговый к. п. д. гусеничного трактора

$$\eta'_{\text{тяг}} = \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{в.уч}} \eta_{\text{б}} \eta_{\text{г}}, \quad (131)$$

где  $\eta_{\text{в.уч}}$  — к. п. д., учитывающий потери на ведущих участках гусениц.

Приведенные в формулах (130), (131) коэффициенты полезного действия могут быть определены расчетным или опытным путем. Например, механические потери в силовой передаче, характеризуемые коэффициентом  $\eta_{\text{тр}}$ , находят в результате расчета, как указывалось выше (см. § 3 главы 31). В полевых условиях для определения коэффициента  $\eta_{\text{тр}}$  одновременно измеряют крутящий момент двигателя  $M_{\text{к}}$  и ведущий момент  $M_{\text{вед}}$  при помощи ротационных динамографов.

Для гусеничных тракторов коэффициент  $\eta_{\text{в.уч}}$  находят совместно с коэффициентом  $\eta_{\text{г}}$ .

Рассмотрим влияние различных эксплуатационных факторов на тяговый к. п. д. трактора, учтенный множителями  $\eta_{\text{тр}}$ ,  $\eta_{\text{б}}$ ,  $\eta_{\text{г}}$ ,  $\eta_{\text{в.уч}}$ .

Износ деталей силовой передачи (шестерен, подшипников, сальниковых уплотнений), неправильность зацепления шестерен, большая вязкость, недостаток или избыток масла увеличивают потери мощности в силовой передаче.

Потери мощности на буксование гусеничных тракторов зависят от состояния почвозацепов, их соответствия заданным условиям работы, монтажа гусеницы на тракторе. Так, для работы на снежном покрове или на обледеневших участках пути, на мягких, болотистых грунтах необходимо применять гусеницы со специальными почвозацепами, снижающими буксование трактора. Работа трактора на влажных почвах с забитыми грязью гусеницами увеличивает потери на буксование.

Потери на буксование колесных тракторов зависят от ряда причин: правильного выбора размера и типа шин, нагрузки на ведущие колеса, давления воздуха в шинах, состояния почвозацепов.

Потери на качение гусеничного трактора и ведущих участках гусениц зависят от состояния гусениц и деталей ходовой части. При износе шарниров гусениц, подшипников и сальниковых уплотнений ходовой части эти потери возрастают. Неправильное натяжение гусениц также увеличивает потери.

Большое влияние на значение общего к. п. д. трактора оказывают скорость движения и загрузка трактора. При недогрузках относительная величина потерь, учтенных коэффициентами  $\eta_{\text{тр}}$ ,  $\eta_{\text{в.уч}}$ ,  $\eta_{\text{б}}$  и  $\eta_{\text{г}}$ , повышается, а общий к. п. д. трактора падает. В процессе эксплуатации трактора надо стремиться к наиболее полному использованию его полезной мощности. Если потери в силовой передаче трактора меньше зависят от тягового усилия и скорости движения трактора, то на величину потерь на буксование и качение они влияют в значительной мере. Так, работа колесного трактора с максимальным тяговым усилием на низших передачах приводит к повышенным потерям на буксование, а при работе того же трактора с полным использованием тягового усилия на высших передачах потери на буксование снижаются, но одновременно увеличиваются потери на качение. Для первого случая применение балласта у колесного трактора будет выгодным, а для второго — нет, так как величина потерь на качение трактора пропорциональна его весу. Следовательно, правильный уход за механизмами трактора и их регулировка, выбор рациональных скоростей и нагрузок, целесообразное применение балласта для колесных тракторов позволяют повысить общий к. п. д. трактора в процессе эксплуатации.

## § 5. ИСПЫТАНИЕ ТРАКТОРА

Испытаниям подвергаются опытные образцы новых или модернизированных тракторов, а также тракторы серийного производства. Испытания новых тракторов проводят с целью проверки соответствия их тех-

ническому заданию на пресектирование и решения вопроса о серийном выпуске. Испытания тракторов серийного производства служат для контроля за их качеством. Кроме того, испытания могут проводиться с различными исследовательскими целями. Программа испытаний разрабатывается в зависимости от целей испытаний и конструкции трактора.

Методика испытаний тракторов стандартизирована (ГОСТ 7057-54). Стандарт устанавливает общие правила определения основных показателей тракторов при испытаниях, требования к точности измерений и технике выполнения работ. Испытания подразделяют на лабораторно-полевые и хозяйственные.

К лабораторно-полевым относятся испытания двигателя, рассмотренные в главах 29 и 30, и тяговые испытания трактора.

Тяговые испытания имеют целью снятие тяговых характеристик, представляющих собой зависимости  $N_{кр}$ ,  $v$ ,  $G_{кр}$ ,  $g_{кр} = f(P_{кр})$ . Для этих испытаний выбирается участок поля длиной 600 м, средняя часть которого (200 м) служит для зачетных замеров и должна быть особенно ровной. Перед динамометрированием трактор обкатывают и проводят очередной технический уход, а с двигателя снимают регуляторную характеристику. После этого на трактор устанавливают приборы и аппаратуру: мерный бачок для определения расхода топлива за опыт, счетчики оборотов ведущих колес, дистанционный тахометр, дистанционные и ртутные термометры для измерения температуры воды и масла в двигателе и динамограф. Нагрузку трактора создают при помощи динамометрической тележки, которая имеет специальное тормозное устройство, позволяющее изменять в широком диапазоне величину нагрузки, а также осуществлять ее точную и быструю регулировку.

Динамограф (рис. 331) состоит из трех основных узлов: тягового звена, гидравлической передачи, регистратора с приводом. При динамометрировании тяговое звено динамографа подвешивают между прицепом трактора и динамометрической тележкой. При движении трактора действие тягового усилия создает давление жидкости в цилиндре 17, которое по трубке 12 передается в манометр поршневого типа. Стрелка 7 указателя загрузки перемещается пропорционально тяговому усилию  $P_{кр}$ , действующему на тяговое звено. Игла 3 записывает на движущейся ленте диаграмму тяговых усилий. Лентопротяжный механизм приводится от руки или от дополнительного колеса, прикрепленного к брусу трактора или динамометрической тележки, через гибкий вал 1.

Динамометрирование заключается в последовательном определении показателей трактора при различной загрузке. Для выявления харак-

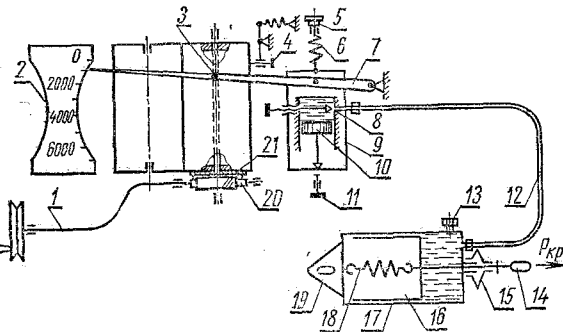


Рис. 331. Схема гидравлического динамографа:

1 — гибкий вал, 2 — шкала тяговых усилий; 3 — пишущая игла; 4 — пишущая игла для записи нулевой линии; 5 — гайка для совмещения пишущей иглы с нулевой линией при разгруженном динамографе; 6 — пружина; 7 — стрелка указателя нагрузки; 8 — клапан для гашения колебаний; 9 — рамка плунжера силоизмерителя; 10 — плунжер силоизмерителя; 11 — ограничительный винт плунжера; 12 — трубка, соединяющая цилиндр тягового звена с регистратором; 13 — пробка наливного отверстия; 14 — серга тягового звена; 15 — кожаная манжета; 16 — поршень тягового звена; 17 — цилиндр тягового звена; 18 — возвратная пружина поршня; 19 — прицепная серга тягового звена; 20 — червячная пара лентопротяжного механизма; 21 — тормозок для включения и выключения лентопротяжного механизма.

тера изменения динамических и экономических показателей трактора проводят не менее 12—14 опытов, из которых 5—6 — на недогрузках, 4 — для установления максимальной тяговой мощности и 3—4 — на режиме перегрузок. Каждый опыт, соответствующий заданной нагрузке, проводится по новому следу.

Для характеристики условий динамометрирования указывают почвенный фон и его агротехнические показатели, а также плотность почвы и ее влажность. На зачетном участке во время опыта измеряются тяговое усилие  $P_{кр}$ , продолжительность опыта  $T_{оп}$ , расход топлива за время опыта  $G_{оп}$ , число оборотов  $n_k$  ведущих колес и  $n$  вала двигателя, температуры  $t_b$  воды в радиаторе,  $t_T$  топлива в бачке и  $t_M$  масла в картере двигателя. Результаты измерений записывают в журнал и обрабатывают. По диаграммам тяговых усилий для каждого опыта планиметрированием диаграммы или методом средних ординат определяют среднее тяговое усилие  $P_{кр}$ .

Для каждого опыта вычисляют следующие показатели:

*Средняя скорость движения трактора*

$$v = \frac{3,6S}{T_{оп}} \text{ км/ч,} \quad (132)$$

где  $S$  — путь, пройденный за опыт, м;  
 $T_{оп}$  — продолжительность опыта, сек.

*Тяговая мощность трактора*

$$N_{кр} = \frac{P'_{кр}v}{270} \text{ л. с.,} \quad (133)$$

где  $P'_{кр}$  — среднее тяговое усилие трактора, найденное по тяговой диаграмме, кг;  
 $v$  — средняя скорость движения трактора, км/ч.

*Буксование трактора*

$$\delta = \frac{n_{к.р} - n_{к.х}}{n_{к.р}} \cdot 100\%, \quad (134)$$

где  $n_{к.р}$  — среднее значение суммарного числа оборотов ведущих колес на протяжении пути за опыт под нагрузкой;  
 $n_{к.х}$  — среднее значение суммарного числа оборотов ведущих колес трактора на том же пути на холостом ходу.

*Количество израсходованного за опыт топлива*

$$G_{т.оп} = V_{оп}\gamma_t z, \quad (135)$$

где  $V_{оп}$  — объем топлива, израсходованного за опыт, см<sup>3</sup>;  
 $\gamma_t = \gamma_{20} - \alpha(t - 20)$  — плотность топлива при температуре  $t^\circ \text{C}$ ;  
 $\alpha$  — средняя температурная поправка;  
 $t$  — температура топлива в измерительном бачке во время опыта,  $^\circ \text{C}$ .

*Часовой расход топлива*

$$G_t = 3,6 \frac{G_{т.оп}}{T_{оп}} \text{ кг/ч,} \quad (136)$$

где  $T_{оп}$  — продолжительность опыта, сек.

*Удельный расход топлива*

$$g_{кр} = 1000 \frac{G_t}{N_{кр}} \text{ г/кр.л.с.-ч.} \quad (137)$$

Используя результаты вычислений, строят тяговую характеристику трактора по отдельным передачам (рис. 332).

Кроме того, в процессе лабораторно-полевых испытаний определяют координаты центра тяжести трактора, вычисляют среднее удельное давление движителей на грунт, измеряют усилия на педалях и рычагах управления, определяют радиус горизонтальной проходимости, соответствие конструкции трактора требованиям безопасности и гигиены труда и некоторые другие показатели.

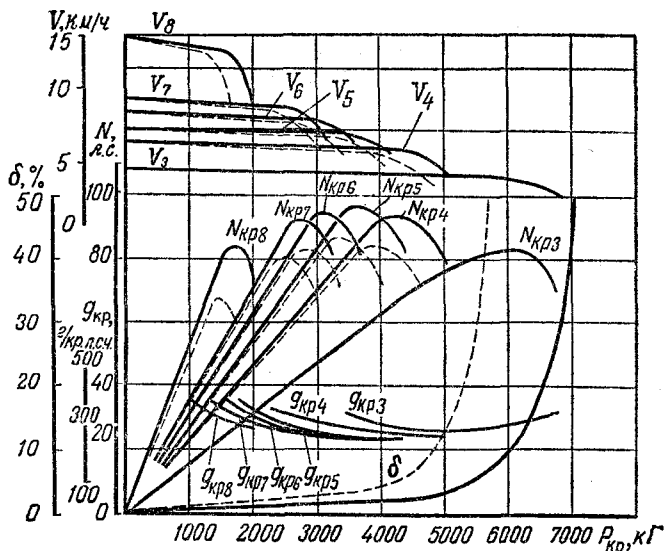


Рис. 332. Тяговая характеристика трактора Т-4 при работе на стерне (сплошная линия) и на почве, подготовленной для посева (пунктирная линия).

Хозяйственные испытания трактора имеют целью определить его надежность, долговечность и эксплуатационные показатели при агрегатировании с различными машинами. Тракторный агрегат комплектуют с учетом агротехнических требований к выполняемой работе и возможно полного использования мощности трактора. Во время хозяйственных испытаний ведут хронометраж работы, записывая элементы рабочего времени, измеряют расход топлива и обработанную площадь. По этим данным вычисляют основные эксплуатационные показатели трактора: производительность и расход топлива на единицу выполненной работы. Кроме того, при хозяйственных испытаниях учитывают все поломки и дефекты трактора, анализируют соответствие конструкции требованиям техники безопасности и гигиены труда.

Основные эксплуатационные показатели трактора определяют по следующим формулам.

*Часовая производительность тракторного агрегата*

$$W_{\text{ч}} = \frac{W_{\text{с}}}{T_{\text{а.с}}} \text{ га/ч}, \quad (138)$$

где  $W_{\text{с}}$  — сменная выработка, га;

$T_{\text{а.с}}$  — продолжительность работы тракторного агрегата в течение смены, включая повороты на концах загона и технологические остановки (заправка сеялок, выгрузка бункера комбайна и т. д.), ч.

*Расход топлива для работы трактора под нагрузкой*

$$G_{\text{т.га}} = \frac{G_{\text{т.с}}}{W_{\text{с}}} \text{ кг/га}, \quad (139)$$

$$G_{\text{т.ч}} = \frac{G_{\text{т.с}}}{T_{\text{а.с}}} \text{ кг/ч}, \quad (140)$$

где  $G_{\text{т.га}}$  — расход топлива на обработку 1 га выполненной работы, кг;  
 $G_{\text{т.с}}$  — суммарный расход топлива при выполнении данной операции, кг;

$G_{\text{т.ч}}$  — расход топлива за 1 ч работы под нагрузкой, кг;



По окончании хозяйственных испытаний тракторы подвергаются разборке и технической экспертизе с измерением износов деталей для оценки их износостойкости.

После обработки материалов испытаний необходимо проанализировать полученные результаты и сделать выводы. При испытаниях трактора нового образца устанавливают, насколько его показатели соответствуют требованиям, предъявленным агротехникой и техническим заданием. При анализе тяговых характеристик обращается внимание на характер изменения показателей в сравнении с запроектированным. Сопоставление показателей тяговой и регуляторной характеристик, снятых перед динамометрированием трактора, позволяет определить полноту использования мощности двигателя в данных почвенных условиях. Если мощность двигателя используется полностью, то значения максимального часового расхода топлива по регуляторной и тяговой характеристикам отличаются незначительно. Если мощность двигателя недоиспользуется, то причины этого явления могут быть различными: недостаток сцепного веса трактора, неудачная конструкция почвозацепов, трудные почвенные условия и другие.

Протекание кривой буксования у тракторов с колесным и гусеничным движителями неодинаково. Для колесных тракторов характерно крутое протекание кривой  $\delta = f(P_{кр})$ , у гусеничных тракторов — пологое. Часто у гусеничного трактора пологое протекание кривой  $\delta = f(P_{кр})$  переходит в резкий ее подъем, что соответствует 100-процентному буксованию гусениц из-за недостаточного сцепного веса трактора. Плавное протекание кривой  $\delta = f(P_{кр})$  на всем диапазоне нагрузок свидетельствует о хорошей работе движителей.

Для колесных тракторов предел использования тягового усилия на низшей передаче часто ограничивается величиной максимально допустимого буксования (около 15—20%) и, следовательно, сопровождается недостаточным использованием мощности двигателя.

Протекание кривых  $v = f(P_{кр})$  определяется характером изменения числа оборотов двигателя и буксованием трактора. Точки перегиба кривых  $v = f(P_{кр})$  и  $N_{кр} = f(P_{кр})$  для каждой из передач совпадают и дают значение максимальной тяговой мощности  $N_{кр-макс}$ . Значению  $N_{кр-макс}$  соответствует нормальное тяговое усилие  $P_{кр-норм}$  для данных почвенных условий. При большом буксовании движителей, когда кривая  $\delta = f(P_{кр})$  круто идет вверх, мощность двигателя используется не полностью и кривая  $N_{кр} = f(P_{кр})$  обрывается — трактор буксует на месте.

Для каждой передачи кривая  $N_{кр} = f(P_{кр})$  за пределами максимальных значений тяговой мощности характеризует область перегрузки. Изменение тяговой мощности в области перегрузки определяется динамическими качествами двигателя, в первую очередь запасом крутящего момента (см. § 5 главы 29) и буксованием движителей. Оценка динамических качеств трактора должна проводиться по кривым, снятым на различных почвенных фонах. Наиболее характерными фонами являются стерня и почва, подготовленная для посева, а также бетонная дорожка (для колесных тракторов).

После обработки и анализа всех материалов составляют отчет, содержащий основные данные и выводы по результатам испытаний. На рисунке 332 приведена совмещенная тяговая характеристика для двух почвенных фонов — стерни и почвы, подготовленной для посева, где наглядно видно влияние почвенных условий на тяговые свойства трактора. Из-за повышенного буксования абсолютные значения тяговых усилий на всех передачах на почве, подготовленной для посева, ниже, чем на стерне. На стерне трактор, работающий на низшей передаче, развивает тяговое усилие до 6 T при 10-процентном буксовании, тогда как на этой же передаче на почве, подготовленной для посева, работа невозможна из-за 100-процентного буксования.

## ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ ТРАКТОРОВ

## § 1. ТИПАЖ ТРАКТОРОВ И ДВИГАТЕЛЕЙ

Технологические процессы, в выполнении которых участвуют тракторы, а также почвенно-климатические и природные условия нашей страны чрезвычайно многообразны. Этим объясняется то обстоятельство, что отечественная промышленность выпускает тракторы различных типов.

Тракторы каких типов целесообразно производить для наиболее полного удовлетворения потребностей сельского хозяйства (и народного хозяйства в целом) при минимальных затратах на их изготовление, эксплуатацию и ремонт, высоком качестве работ и максимальной производительности?

На этот вопрос дает ответ типаж тракторов.

Таким образом, типаж тракторов — это совокупность моделей тракторов, рекомендуемых к производству для удовлетворения потребностей всех отраслей народного хозяйства.

Типаж тракторов состоит из базовых моделей и их модификаций, объединенных в тяговые классы.

К базовым моделям (число их несколько больше числа тяговых классов) относят тракторы, выпуск которых планируется в массовых количествах. В модификации базовых моделей входят тракторы, используемые при выполнении сравнительно узких сельскохозяйственных операций; потребность в них, естественно, значительно меньше, чем в базовых моделях. По конструкции модификация представляет собой видоизмененную модель базового трактора, сохраняющую его основные агрегаты, т. е. имеющую высокую степень единообразия (унификации). Принцип унификации конструкций широко используется в тракторостроении, так как позволяет быстро, с наименьшими затратами создавать необходимые сельскому хозяйству экономичные машины. По мере совершенствования типажа тракторов степень их унификации увеличивается, число базовых моделей сокращается, а число модификаций возрастает.

В основу классификации базовых моделей тракторов в типаже принято номинальное тяговое усилие  $P_{кр.н}$ .

Как было показано выше (см. § 5 главы 44), тягово-сцепные качества трактора наиболее полно определяются его тяговой характеристикой, выражающей функциональную зависимость скорости  $v$  движения, буксования  $\delta$  движителей, мощности  $N_{кр}$  на крюке, расхода  $G(g_{кр})$  топлива от развиваемых трактором тяговых усилий  $P_{кр}$ . Наибольшая величина тягового усилия ограничивается сцепными качествами трактора на данной почве (см. § 1 главы 36). Номинальное тяговое усилие  $P_{кр.н}$  зависит от сцепного веса трактора и соответствующего заданному режиму работы коэффициента сцепления с почвой.

$$P_{кр.н} = \lambda G_n \varphi_{кр.н},$$

где  $G_n$  — эксплуатационный вес трактора;

$\lambda$  — доля веса, приходящаяся на ведущие колеса (гусеницы) трактора при реализации  $P_{кр.н}$  (у тракторов с четырьмя ведущими колесами и гусеничных  $\lambda=1$ );

$\varphi_{кр.н}$  — коэффициент сцепления, соответствующий наиболее благоприятному режиму работы трактора в заданных почвенных условиях.

На основании изучения большого числа тяговых характеристик установлены следующие зависимости номинального тягового усилия сельскохозяйственного трактора от его эксплуатационного веса: для колесных ( $4 \times 2$ )  $P_{кр.н} = 0,38 G_n$ , для гусеничных  $P_{кр.н} = 0,55 G_n$ .

В типаже тракторов за номинальное тяговое усилие принимается тяговое усилие, которое реализуется им на стерне (чернозем или суглинок) нормальной влажности и плотности при буксовании колесных движителей 17—18% и гусеничных — 5%.

Типаж тракторов, намеченных к выпуску на перспективу, состоит из базовых моделей восьми тяговых классов и их модификаций\*. Классы определяются следующими значениями номинальных тяговых усилий  $P_{кр.н}$  (в тоннах): 0,2; 0,6; 1,4; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0. В типаже, кроме того, указывается назначение каждого трактора, а для базовых моделей — конструктивный вес и эффективная мощность двигателя.

Все тракторы, составляющие типаж — базовые модели и модификации, по назначению разделяются (см. § 1 главы 2) на три основные группы: общего назначения (пахотные), универсально-пропашные и специализированные.

К тракторам общего назначения относятся тракторы, выполняющие пахоту, посев, культивацию, уборку урожая, дорожно-строительные, землеройные и погрузочные работы в сельском хозяйстве. Промышленность выпускает гусеничные пахотные тракторы тяговых классов 3,0; 4,0 и 6,0 *T* и колесный трактор класса 5 *T*. Наиболее массовые из них тракторы ДТ-75 (ДТ-75М), Т-74 тягового класса 3,0 *T*: они являются основными пахотными тракторами во всех сельскохозяйственных зонах страны. Для замены трактора Т-74 подготавливаются к производству гусеничный трактор Т-150\*\* (базовая модель) и его колесная модификация — трактор Т-150К\*\*, отличающиеся более высокими технико-экономическими показателями. Гусеничные тракторы Т-4А тягового класса 4,0 *T* предназначены в основном для зон орошаемого земледелия и степных районов Сибири.

Гусеничные тракторы Т-130 тягового класса 6,0 *T* применяются в небольших количествах во всех зонах страны для выполнения особо тяжелых полевых, земляных и мелиоративных работ в сельском хозяйстве. К числу таких работ относятся глубокая вспашка под виноградники (плантаж), трехъярусная вспашка специальными плугами или глубокое рыхление почвы без оборота пласта (глубина обработки до 45 см, удельное сопротивление почвы до 1,5 кг/см<sup>2</sup>).

Колесный пахотный трактор К-700 (4×4) тягового класса 5,0 *T* используется в качестве основного на целинных землях и в других зерновых районах страны.

В типаже сельскохозяйственных тракторов универсально-пропашные тракторы представлены базовыми моделями трех тяговых классов — 0,6; 0,9 и 1,4 *T*. Более половины парка универсально-пропашных тракторов в сельском хозяйстве составляют тракторы «Беларусь» тягового класса 1,4 *T*, предназначенные для обработки пропашных культур с междурядьями 45, 60, 70, 90 и 100 см во всех основных сельскохозяйственных зонах страны.

На основе базовой модели трактора МТЗ-50 производятся следующие модификации: МТЗ-52 (с четырьмя ведущими колесами), МТЗ-50Х (хлопководческая), МТЗ-50ПГХ (на полугусеничном ходу), Т-54В (гусеничная, виноградниковая), Т-54Л (гусеничная, лесохозяйственная). Кроме того, ведутся работы по выпуску других модификаций, в том числе тракторов МТЗ-50К (крутосклонная) и Т-54С (свекловодческая). За счет применения одних и тех же узлов, агрегатов и деталей степень унификации семейства тракторов «Беларусь» (с базовой моделью) достигает 89—98% для колесных и полугусеничных моделей, 62% для гусе-

\* Здесь и в последующем изложении рассматривается типаж тракторов сельскохозяйственного назначения.

\*\* Тракторы Т-150 и Т-150К проходят государственные испытания.

ничных, а унификация между гусеничными моделями составляет 96—98%.

В ближайшее время трактор МТЗ-50 будет заменен более производительным трактором МТЗ-80, представляющим собой усовершенствованную модель первого; одновременно ведутся работы по модернизации всех указанных выше модификаций этого трактора.

В районах с небольшими размерами участков целесообразно использовать колесные универсально-пропашные тракторы Т-40 класса 0,9 Т с колесной формулой 4×2 (базовая модель) и Т-40А с колесной формулой 4×4 (модификация).

Тракторы Т-40 и Т-40А в ближайшее время будут заменены более мощными (50 л. с.) и совершенными тракторами Т-50 и Т-50А.

Колесные универсальные тракторы Т-25 и самоходные шасси Т-16М класса 0,6 Т применяются во всех сельскохозяйственных зонах страны. Наибольшее распространение они получили в Северо-Западной и Северной зонах, где размеры участков невелики, а длина гонов незначительна.

К специализированным тракторам, как указывалось ранее, относятся хлопководческие, свекловодческие, виноградниковые, тракторы для парников и теплиц и некоторые другие, предназначенные для выполнения комплекса работ в различных отраслях сельскохозяйственного производства. Сюда же следует причислить тракторы, служащие для выполнения технологических процессов в особых условиях, например на крутых склонах (крутосклонные), на переувлажненных почвах (болотоходные).

Специализированные тракторы, как правило, являются модификациями пахотных или универсально-пропашных тракторов.

Широкая унификация конструкций тракторов достигается типизацией и унификацией их механизмов и в первую очередь двигателей.

В основу типажа сельскохозяйственных тракторных и комбайновых двигателей положена классификация по диаметру и ходу поршня ( $d \times S$ , мм), определяющая типоразмер данного двигателя. Дополнительными признаками служат число цилиндров и их расположение, способ охлаждения, наддув и другие технические особенности.

Так же, как у тракторов, различают базовые типоразмеры двигателей и их модификации. Например, базовой (наиболее массовой) моделью двигателей воздушного охлаждения типоразмера 105×120 служит четырехцилиндровая модель, а модели двух-, трех-, шестицилиндровые являются модификациями. Модификация с одним и тем же числом цилиндров могут отличаться числом оборотов, эффективной мощностью в зависимости от способов и методов форсировки, способом пуска (электрический стартер, пусковой двигатель) и т. д.

Типажом двигателей для тракторов и комбайнов на ближайший период предусматриваются дизели четырех основных типоразмеров: двух-, трех-, четырех- и шестицилиндровые двигатели воздушного охлаждения типоразмера 105×125, четырехцилиндровый двигатель водяного охлаждения типоразмера 110×125, четырехцилиндровый двигатель водяного охлаждения типоразмера 120×140, четырех-, шести-, восьмицилиндровые двигатели водяного охлаждения типоразмера 130×140, шести- и восьмицилиндровые V-образные двигатели типоразмера 130×115.

## § 2. ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ В РАЗВИТИИ КОНСТРУКЦИИ ТРАКТОРОВ

Приведенные выше тяговые классы сельскохозяйственных тракторов характеризуются относительной стабильностью: по мере того, как технические показатели трактора устаревают, его модернизируют, т. е. делают более современным, оставляя в том же тяговом классе. Таким образом, в агрегате с модернизированным трактором могут использо-

ваться те же самые машины и орудия, которые применялись ранее с трактором устаревшей модели, благодаря чему достигается известный экономический эффект. При этом необходимо соблюдение одного условия — модернизированный трактор должен работать с имеющимися в хозяйствах машинами без ухудшения агротехнических показателей, предъявляемых к данной операции, снижения производительности и экономичности агрегата.

Если же модернизация выпускаемой машины не может дать технико-экономического эффекта, она заменяется новой конструкцией, более прогрессивной в сравнении с предыдущей моделью.

Основным направлением развития техники в сельском хозяйстве является повышение удельной мощности тракторов — рост количества энергии, приходящейся на единицу веса трактора и на одного работающего.

Мерой удельной мощности трактора служит его энергонасыщенность, т. е. мощность двигателя, отнесенная к конструктивному весу трактора (*л. с/т*). Повышение энергонасыщенности трактора увеличивает производительность агрегируемых с ним машин за счет более высоких рабочих скоростей (при меньших издержках).

Рассматривая рост энергонасыщенности тракторов и повышение рабочих скоростей тракторных агрегатов в качестве главного направления технического прогресса в механизации сельского хозяйства последних десятилетий, можно условно наметить три этапа этого процесса.

Первый этап характеризуется сравнительно низкой энергонасыщенностью и малыми рабочими скоростями. Так, для весьма распространенного в прошлом пахотного трактора ДТ-54 энергонасыщенность равнялась 10,6 *л. с/т*, а рабочие скорости лежали в пределах 3,5—7 *км/ч*.

Второй этап определяется выпуском гусеничных пахотных тракторов ДТ-75 и Т-74, колесного пахотного трактора К-700 и универсально-пропашных тракторов МТЗ-50 и МТЗ-52 с энергонасыщенностью соответственно 12,6, 13,5, 18,2 и 19,3 *л. с/т* и рабочими скоростями 5—9 *км/ч*, получивших название скоростных.

Производительность скоростных тракторов в агрегате с машинами на таких основных работах, как пахота, посев, культивация, боронование, на 35—40% больше, чем производительность аналогичных агрегатов с тракторами старых марок.

Третий этап характеризуется большими научно-исследовательскими и конструкторскими работами, направленными на повышение энергонасыщенности сельскохозяйственных тракторов всех тяговых классов и в первую очередь на создание гусеничного трактора Т-150 тягового класса 3,0 *T* и колесного универсального трактора МТЗ-80 класса 1,4 *T* с доведением уровня их энергонасыщенности соответственно до 23 и 27,5 *л. с/т*, а их рабочих скоростей до 9—15 *км/ч*. Одновременно на базе трактора Т-150 создается его модификация — колесный трактор Т-150К общего назначения того же тягового класса (до сего времени в этом тяговом классе существовали только гусеничные пахотные тракторы).

Колесные пахотные тракторы (4 × 4) с колесами равного размера уступают гусеничным при работе на рыхлых почвах повышенной влажности из-за большего буксования движителей (тяговый к. п. д. колесных тракторов на 8—10% меньше, чем гусеничных). Однако колесные тракторы этого типа превосходят гусеничные по своей универсальности, так как обладают высокими транспортными качествами и беспрепятственно передвигаются по усовершенствованным дорогам. В районах с развитой дорожной сетью колесные тракторы имеют преимущество перед гусеничными по своей мобильности, так как для гусеничных тракторов при переезде с одного участка на другой существуют ограничения в передвижении по усовершенствованным дорогам с покрытием.

Годовая выработка колесных пахотных тракторов выше, чем гусеничных, поэтому хозяйства страны получают дополнительную экономическую выгоду от их применения.

Создание этих тракторов является сложнейшей технической задачей, над которой работают ведущие тракторные заводы. Государственные испытания тракторов Т-150, Т-150К и МТЗ-80 показывают, что поставленная задача решается успешно.

В тракторах повышенной энергонасыщенности должны быть обеспечены не только высокие технико-экономические показатели (надежность, износостойкость, топливная экономичность и т. д.), но и хорошие условия труда тракториста, снижение трудоемкости технического обслуживания.

Повышение надежности тракторных двигателей достигается благодаря улучшению очистки воздуха и масла, применению материалов высокого качества для изготовления деталей, подвергающихся усиленному износу (поршней, поршневых колец, вкладышей коренных и шатунных подшипников, клапанов), введению ряда изменений в конструкцию отдельных деталей (например, термокомпенсационные прорези в головке цилиндров, увеличение жесткости деталей, более высокая точность изготовления деталей для ответственных сопряжений).

Надежность трансмиссий повышают, увеличивая жесткость картеров и других наиболее нагруженных деталей, защищая внутренние полости от проникновения пыли и грязи, совершенствуя зубчатые зацепления, улучшая качество материалов, точность изготовления и чистоту обработки деталей.

Топливная экономичность дизелей улучшается в результате внедрения непосредственного впрыска топлива и использования камеры сгорания, обеспечивающей мягкий рабочий процесс с умеренными значениями максимального давления и скорости нарастания давления. Конструкция такой камеры сгорания с выемкой в днище поршня в форме усеченного конуса со скруглениями у нижнего основания рассмотрена в § 1 главы 12.

При разработке конструкций новых тракторов необходимо обязательное выполнение нормативов, изложенных в «Единых требованиях к конструкциям тракторов и сельскохозяйственных машин по безопасности и гигиене труда», которые предусматривают снижение усилий на органах управления, ограничение уровня низкочастотных колебаний и шума на рабочем месте тракториста, создание нормальных температурных условий в жаркое и холодное время года, хорошую обзорность, удачное расположение органов управления и выполнение других требований, в целом определяющих безопасность и гигиену труда на тракторе.

Для уменьшения физического напряжения тракториста все шире применяются гидравлические усилители, гидравлические приводы и сервоприводы различных типов на рулевых управлениях, муфтах сцепления, рычагах переключения передач. С ростом рабочих скоростей тракторных агрегатов получили дальнейшее развитие работы по созданию автоматизированных систем управления трактором, которые позволяют резко снизить физическую нагрузку тракториста и существенно повысить производительность труда.

Снижению вредных влияний шума и вибраций, созданию благоприятных условий труда на новых моделях тракторов в значительной мере способствует установка шумо- и виброизолированных кабин с вентиляцией, очисткой воздуха от пыли и обогревом, а также оборудованных поддрессоренными сиденьями, упругость и положение которых можно регулировать в зависимости от веса и роста тракториста. Кроме того, жесткие кабины и каркасы могут оградить тракториста от возможных травм (например, в случае опрокидывания трактора).

Для повышения безопасности при выполнении транспортных работ колесные универсальные тракторы оборудуются пневматическим приводом тормозов прицепа, фарами и средствами световой сигнализации.

Рост энергонасыщенности тракторов идет параллельно с процессом совершенствования конструкций отдельных механизмов. Рассмотрим основные направления развития агрегатов и механизмов тракторов.

**Двигатели.** Основным типом тракторного и комбайнового двигателя остается по-прежнему двигатель с воспламенением от сжатия — дизель. Разрабатываемые, главным образом для автомобилей, газотурбинные и роторно-поршневые двигатели значительно отстают от поршневых двигателей по долговечности, топливной экономичности, а газотурбинные двигатели и по весовым показателям.

Наиболее прогрессивным следует считать использование четырехтактного рабочего процесса в сочетании с турбонаддувом (см. § 3 главы 10). Уже сегодня выпускаются двигатели с умеренным турбонаддувом\*; область применения турбонаддува будет постепенно возрастать. Дальнейшее развитие этого направления будет сопровождаться введением повышенного и регулируемого наддува в сочетании с промежуточным охлаждением воздуха.

Динамические качества двигателей получают дальнейшее развитие за счет улучшения характеристики крутящего момента (см. § 5 главы 29) с сохранением постоянной мощности в широком диапазоне изменения чисел оборотов коленчатого вала двигателя. Это качество двигателя позволит улучшить тяговую характеристику трактора и упростить его силовую передачу.

Важное значение имеют работы по автоматическому регулированию систем подачи топлива, газотурбинного наддува и охлаждения. Автоматически регулируемая система охлаждения позволит создать условия для наиболее выгодного протекания рабочего процесса, причем тепловое состояние двигателя не будет зависеть от его нагрузки и температурных условий внешней среды.

**Силовые передачи.** Развитие конструкций силовых передач направлено на достижение более полной загрузки двигателя на различных работах, сокращение времени переключения передач, улучшение разгонных качеств тракторных агрегатов, упрощение управления, снижение металлоемкости, повышение надежности и уменьшение трудоемкости технического обслуживания. За последние 15—20 лет число передач ступенчатых коробок передач увеличилось в два-три раза, однако переключение передач скользящими шестернями требует большой потери топлива и рабочего времени и не отвечает требованиям, предъявляемым к конструкции энергонасыщенного трактора (см. § 5 главы 31). Поэтому в конструкциях силовых передач все более широко применяются механические ступенчатые коробки с переключением передач на ходу, осуществляемым посредством фрикционных муфт и тормозов. Применяются также коробки передач с увеличителем крутящего момента (УКМ), позволяющим повысить передаточное число каждой ступени на 20—40% без остановки трактора. Наличие на тракторе УКМ в зависимости от условий работы повышает производительность тракторного агрегата на 2—7% (коробки с переключением передач на ходу дают прирост производительности в пределах 10—20%).

Однако внедрение ступенчатых передач с переключением на ходу не является единственно прогрессивным решением вопроса в этой области. В настоящее время проводятся большие работы по выявлению преимуществ гидромеханической трансмиссии для энергонасыщенного сель-

\* Значения давления наддува лежат в пределах 1,2—3,0 кг/см<sup>2</sup>, причем наддув давлением до 1,5 кг/см<sup>2</sup> считается умеренным, от 1,5 до 2,0 кг/см<sup>2</sup> — повышенным, а более 2,0 кг/см<sup>2</sup> — высоким.

скользящего гусеничного трактора тягового класса 3,0 Т. Выше отмечалось, что гидродинамические трансмиссии, несмотря на их меньший к. п. д. и высокую стоимость, дают большой эффект на гусеничных тракторах промышленного назначения, работающих при резко переменных, циклических нагрузках (бульдозерные, погрузочно-разгрузочные и другие работы).

Основное преимущество гидромеханических силовых передач — автоматическое регулирование загрузки двигателя. Производительность тракторного агрегата зависит от коэффициента загрузки двигателя, представляющего собой отношение используемой мощности двигателя к его номинальной мощности. Коэффициент загрузки двигателя гусеничного (со ступенчатой передачей) трактора на пахоте в самых благоприятных условиях составляет 0,85—0,93. Если же принять во внимание, что трактор выполняет менее энергоемкие работы и работы с большей неравномерностью тягового сопротивления, чем пахота, то средний эксплуатационный коэффициент загрузки двигателя будет находиться в пределах 0,65—0,7. Следовательно, трактор со ступенчатой силовой передачей теряет около трети своей производительности за счет недоиспользования мощности двигателя. Поэтому можно допустить, что трактор с гидромеханической трансмиссией в сравнении с трактором, имеющим ступенчатую передачу, при прочих равных условиях способен обеспечить высокую производительность благодаря более полному использованию мощности двигателя, несмотря на дополнительные (до 10%) потери в гидротрансформаторе.

Следует также иметь в виду, что управление трактором, имеющим гидромеханическую трансмиссию, отличается исключительной легкостью, ибо сводится в основном к регулированию подачи топлива, а процесс автоматического регулирования скорости движения по нагрузке создаст в будущем необходимые условия для более полной автоматизации вождения тракторного агрегата. Исследования гусеничных тракторов тягового класса 3,0 Т с гидромеханической трансмиссией позволят дать ответ на вопрос о возможностях ее применения.

Работы по использованию гидрообъемных передач ведутся применительно к колесным универсально-пропашным тракторам различных тяговых классов. В частности, разрабатываются конструкции гидрообъемных ходоуменьшителей для тракторов тягового класса 1,4 Т.

Ходовые системы совершенствуются в направлении повышения реализуемых ими тягово-цепных качеств, снижения потерь на качение и буксование движителей, уменьшения удельного давления на почву, увеличения грузоподъемности, надежности и сокращения трудоемкости технических уходов. Движение трактора на повышенных скоростях требует усовершенствования подвески остова трактора для обеспечения хорошей плавности хода.

В перспективе все большее распространение получают универсально-пропашные тракторы с колесной формулой  $4 \times 4$ , сохраняющие высокий дорожный просвет и возможности регулирования колеи трактора.

Навесные системы и гидрооборудование. Развитие конструкций гидронавесных устройств характеризуется увеличением мощности и расширением выполняемых функций, универсализацией и повышением надежности. На ближайшие годы намечается увеличение номинального давления в системах гидропривода со 100 до 125  $\text{кг/см}^2$  и максимального со 135 до 160  $\text{кг/см}^2$ , повышение скорости вращения приводов насосов с 1750 до 2000—2500  $\text{об/мин}$ , обеспечение эксплуатационного срока службы гидроагрегатов до 3500—6000 ч.

В связи с расширением области использования гидропривода на тракторе значительно повысится его мощность, отнесенная к мощности двигателя. Дальнейшее конструктивное развитие распределительных устройств гидросистем произойдет за счет применения электрогидравли-



ческого управления. В клапанно-золотниковом распределителе с электрогидравлическим управлением основные рабочие элементы—перепускной клапан и распределительные золотники—приводятся в действие при помощи электромагнитов.

Дальнейшее развитие получают гидравлические увеличители сцепного веса (ГСВ) колесных и гусеничных тракторов, так как применение ГСВ в зависимости от условий работы повышает производительность от 4 до 20%.

Для улучшения агротехнического качества работы навесных агрегатов в определенных условиях (ровный рельеф, равномерное удельное сопротивление почвы) будут применены силовой и позиционный способы регулирования глубины обработки почвы. Универсальные регуляторы глубины обработки почвы разрабатываются и внедряются в производство в первую очередь для тракторов тяговых классов 0,6, 0,9 и 1,4 Т.

### § 3. НОВЫЕ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННЫЕ ТРАКТОРЫ

Трактор Т-130 тягового класса 6,0 Т, гусеничный, предназначен для выполнения комплекса сельскохозяйственных работ общего назначения (например, в агрегате с машинами для сплошной обработки почвы, а также со скрепером, бульдозером, грейдером, канавокопателем и другими дорожно-строительными машинами и оборудованием). Двигатель—четырёхтактный четырёхцилиндровый дизель типоразмера 145 × 205, мощностью 140 л. с., с непосредственным впрыском топлива и газотурбинным наддувом.

Трансмиссия—механического типа, состоит из главной муфты сцепления, коробки передач, главной передачи, фрикционных муфт управления, тормозов и конечных передач.

Муфта сцепления сухая, постоянно замкнутая, двухдисковая, с гидравлическим сервомеханизмом для снижения усилия при ее выключении.

Коробка передач обеспечивает восемь передач вперед и четыре назад, с шестернями постоянного зацепления и переключением передач посредством зубчатых муфт при выключенной муфте сцепления. Основные детали коробки передач для обеспечения высокой надежности получают смазку под давлением (см. § 8 главы 33).

Главная передача—коническая пара шестерен со спиральным зубом.

Муфты управления—многодисковые фрикционные муфты с гидравлическим сервомеханизмом управления.

Тормоза—ленточные, двухстороннего действия, плавающие, воздействующие на наружные барабаны фрикционных муфт.

Конечные передачи—двухступенчатые, с двумя парами прямоугольных цилиндрических шестерен постоянного зацепления.

Конструкция остова—рамная, состоит из лонжеронов, приваренных к корпусу заднего моста. Подвеска остова—полужесткая, с балансирующим устройством на поперечной пластинчатой рессоре.

Ходовая часть имеет гусеничные тележки и составную (из штампованных звеньев, соединенных пальцами) гусеницу с прикрепленными к звеньям башмаками. Механизм натяжения гусениц—гидравлический, со сдвигущей пружиной.

Трактор снабжен прицепным устройством маятникового типа и гидравлической навесной системой.

Трактор Т-130 комплектуется различным оборудованием и имеет несколько модификаций, в том числе болотоходную, предназначенную для работы на заболоченных грунтах.

Челябинским тракторным заводом проводятся работы по форсированию мощности двигателя трактора Т-130 до 160 л.с. путем повышения числа оборотов коленчатого вала.

**Трактор Т-150** тягового класса 3,0 Т, гусеничный, предназначен для выполнения комплекса сельскохозяйственных работ общего назначения, а также для мелиоративных, землеройных и транспортных работ.

Трактор Т-150 обладает высокой энергонасыщенностью, способен выполнять основные сельскохозяйственные работы на повышенных (9—15 км/ч) скоростях. На нем устанавливается V-образный шестицилиндровый дизельный двигатель СМД-60 мощностью 150 л.с.

Особенность конструктивной схемы трактора — его двухпоточная силовая передача: крутящий момент от двигателя через муфту сцепления, коробку передач с разветвлением потока мощности подводится по двум карданным валам к заднему мосту, а от него через планетарные редукторы конечных передач к ведущим колесам гусеничного движителя.

Муфта сцепления сухая, двухдисковая, постоянно замкнутая, с гасителем крутильных колебаний. Соединение муфты сцепления и коробки передач зубчатое, с центровкой вала муфты сцепления по сфере на первичном валу коробки передач.

Коробка передач механическая, ступенчатая, имеет 12 скоростей переднего хода и четыре заднего. Зацепление шестерен постоянное, переключение шестерен осуществляется фрикционными муфтами (с гидравлическим приводом) на ходу трактора.

Шестерни вторичных валов (их два) свободно расположены на валах и включаются гидropоджимными муфтами. Разветвление мощности двигателя в коробке передач на два равных потока позволило придать ей функции механизма поворота, что осуществляется отключением одного из вторичных валов и прекращением передачи крутящего момента на соответствующую гусеницу. Кроме того, схема коробки передач с разветвленным потоком мощности позволила снизить усилия на шестерни, валы и подшипники коробки передач, повысить ее надежность, уменьшить вес силовой передачи.

В дополнение к коробке передач на трактор может устанавливаться ходоуменьшитель для получения низких технологических скоростей.

На тракторе применены конечные передачи в виде одноступенчатых планетарных редукторов с ведущей солнечной шестерней и остановленным эпициклом. Такая конечная передача имеет высокое передаточное число, позволяет разгрузить силовую передачу и способствует уменьшению веса и габаритов трактора.

Подвеска остова трактора балансирная (по две балансирные каретки на борт). Гусеница литая, открытого типа, цевочного зацепления. Натяжное устройство кривошипного типа с пружинным амортизатором и гидравлическим натяжным цилиндром.

Рабочее оборудование трактора включает в себя гидравлическую навесную систему и двухскоростной вал отбора мощности с полностью независимым приводом.

Трактор снабжен кабиной, защищенной от шума и вибраций. Снижение вибраций, источником которых является двигатель, и толчкообразных (низкочастотных) колебаний, возникающих при движении трактора, достигается креплением кабины трактора к раме на четырех резиновых амортизаторах, а также установкой сиденья тракториста на гидравлическом амортизаторе, подобном тем, какие устанавливаются в подвесках автомобилей (см. § 5 главы 38).

Кабина герметизирована, оборудована приточной вентиляцией с центробежной очисткой воздуха; имеется устройство для обогрева кабины при работе в условиях низких температур. В жаркое время года в кабине устанавливают воздухоохладитель испарительного типа.

**Трактор Т-150К** тягового класса 3,0 Т, гусеничный, предназначен для выполнения сельскохозяйственных работ общего назначения, мелиоративных, землеройных и транспортных работ. Особенностью конструк-

ции трактора Т-150К, выполненного на базе гусеничного трактора Т-150, является его высокая энергонасыщенность: на нем установлен двигатель СМД-62 мощностью 165 л.с. Этот трактор соединяет в себе основные качества скоростного энергонасыщенного сельскохозяйственного трактора и транспортного тягача, что благоприятствует его универсальному использованию во многих отраслях народного хозяйства.

Конструкция остова трактора рамная. Рама состоит из двух полурам, соединенных шарниром с вертикальной и горизонтальной осями вращения. Подвеска переднего моста к передней полураме выполнена на продольных пластинчатых рессорах, заднего — жесткая.

Трансмиссия трактора объединяет муфту сцепления, коробку передач с раздаточной коробкой, карданную передачу, ведущие (передний и задний) мосты. Тормозная система снабжена колесными колодочными с пневматическим приводом тормозами на все колеса.

Коробка передач четырехскоростная, шестерни постоянного зацепления, переключение передач на ходу, оборудована ходоуменьшителем, двухдиапазонной раздаточной коробкой, привод на задний мост постоянный, передний мост может быть отключен. Карданная передача открытого типа с игольчатыми подшипниками. Главная передача коническая, со спиральным зубом; дифференциал также конический с четырьмя сателлитами. Конечная передача планетарная, выполнена на прямозубых шестернях внутреннего зацепления.

Ходовая система включает в себя четыре одинакового размера ведущих колеса с шинами низкого давления (1,0—1,6 кг/см<sup>2</sup>).

Управляют трактором при помощи рулевого колеса через соединение винт-гайка-рейка-сектор и гидрораспределитель золотникового типа.

В состав рабочего оборудования входят гидравлическая навесная система, гидрофицированный крюк, прицепная скоба, двухскоростной вал отбора мощности.

Пусковое устройство представляет собой пусковой бензиновый двигатель с электрическим стартером и пусковым подогревателем.

**Трактор МТЗ-80** тягового класса 1,4 Т, колесный, универсально-пропашной, предназначен для предпосевной обработки почвы, посева, междурядной обработки и уборки пропашных культур, пахоты легких почв, для транспортных работ с прицепами и несложных дорожно-строительных работ в сельском хозяйстве.

На тракторе установлен двигатель Д-240 — четырехтактный четырехцилиндровый дизель мощностью 75—80 л.с., водяного охлаждения, с непосредственным впрыском топлива, унифицированный с двигателем Д-50.

Повышение мощности и улучшение топливной экономичности двигателя Д-240 в сравнении с двигателем Д-50 достигнуты за счет применения непосредственного впрыска топлива, повышения числа оборотов коленчатого вала и внесения изменений в конструкцию деталей и узлов.

Подвеска двигателя для снижения вибраций выполнена на резино-металлическом амортизаторе.

В конструкцию трансмиссии трактора входят муфта сцепления постоянно замкнутого типа с гасителем крутильных колебаний, коробка передач, главная передача с коническими спиральными шестернями, конический дифференциал с автоматической блокировкой (фрикционная муфта с гидравлическим управлением), одинарные конечные передачи с цилиндрическими шестернями, тормоза дискового типа.

Коробка передач — механическая, ступенчатая, с удваивающим редуктором — обеспечивает получение 18 передач переднего и 4 передач заднего ходов.

Остов трактора полурамный; передняя ось трубчатая, телескопического типа; колеса оборудованы пневматическими шинами низкого давления.

Управляют трактором при помощи рулевого механизма червячного типа с гидроусилителем раздельно-агрегатного типа.

В перечень рабочего и дополнительного оборудования трактора включены: универсальная раздельно-агрегатная гидравлическая навесная система с гидравлическим увеличителем сцепного веса, силовым и позиционным регуляторами глубины обработки почвы; задний независимый и синхронный вал отбора мощности (ВОМ); приводной шкив с приводом от заднего ВОМ; гидрофицированный крюк для автоматической сцепки (с механической фиксацией в транспортном положении); пневматический привод управления тормозами прицепа, заблокированный с педалями тормозов трактора; двухскоростной боковой вал отбора мощности (с понижающим редуктором); прицепное устройство (жесткое, регулируемое, объединенное с навесным устройством); буксирное устройство с амортизатором; рычажное приспособление для подъема трактора, действующее от гидросистемы; полугусеничный ход резино-металлического типа, устанавливаемый на задние колеса и дополнительные натяжные колеса; передние балластные грузы, навешиваемые на передний брус полурамы.

На базе трактора МТЗ-80 будут выпускаться его модификации — универсально-пропашные и специализированные тракторы аналогично тому, как они выпускались на базе трактора МТЗ-50.

Краткая техническая характеристика базовых моделей автомобилей

Показатели	Технические характеристики моделей автомобилей											
	«Запоро- жец» 966	«Москвич» 408   412	ГАЗ-69	«Волга» ГАЗ-21Р	«Волга» ГАЗ-24	«Чайка» ГАЗ-13	УАЗ-452Д	ГАЗ-52-03	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130	Урал-377	МАЗ-500
Грузоподъемность, т . . .	—	—	—	—	—	—	0,8	2,5	4	4	7,5	7,5
Число мест (включая место водителя) . . .	4	4—5	8	5	5—6	7	2	2	2	3	3	3
Собственный вес снаря- женного автомобиля, Т	0,78	0,99   1,00	1,525	1,45	1,4	2,1	1,67	2,815	3,250	4,3	7,275	6,5
Габаритные размеры, мм:												
длина . . . . .	3730	4090	3850	4830	4735	5600	4460	6395	6395	6675	7600	7330
ширина . . . . .	1535	1550	1850	1800	1800	2000	2044	2380	2380	2500	2500	2650
высота . . . . .	1370	1480	2030	1620	1490	1620	2070	2190	2220	2335	2620	2640
Число осей:												
всего . . . . .	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	3	2
ведущих . . . . .	1	1	2	1	1	1	2	1	1	1	2	1
Максимальная скорость, км/ч . . . . .	120	120   140	90	130	145	160	95	70	86	85	75	75
Размер шин (в дюймах)	5,2—13	6,0—13	6,5—16	6,7—15	7,35—14	8,2—15	8,40—15	7,5—20	8,25—20	9—20	14—20	12—20

## Краткая техническая характеристика автотракторных двигателей

Название и модель машины, на которую устанавливается двигатель	Модель двигателя	Тип	Число цилиндров	Порядок работы цилиндров	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Рабочий объем, л	Степень сжатия	Мощность, * л. с.	Частота вращения коленчатого вала, об/мин	Наибольший крутящий момент, кгм (числитель) при частоте вращения коленчатого вала об/мин (знаменатель)	Удельный расход топлива, ** г/л. с.ч
Автомобиль «Запорожец» ЗАЗ-966	МеМЗ-968	Четырехтактный, карбюраторный, V-образный	4	1-2-4-3	76	66,0	1,197	7,2	40	4400	7,8/2800	260
Автомобиль «Москвич-408»	408	Четырехтактный, карбюраторный, однорядный, вертикальный	4	1-3-4-2	76	75	1,36	7	50	4750	9,3/2750	240
Автомобиль «Москвич-412»	412	Четырехтактный, карбюраторный, однорядный, под углом 20° к вертикали	4	1-3-4-2	82	70	1,48	8,8	75	5800	11,4/3400	225
Автомобиль «ГАЗ-69»	ГАЗ-69	Четырехтактный, карбюраторный, однорядный, вертикальный	4	1-2-4-3	82	100	2,12	6,5	52	3600	12,5/2000	265
Автомобиль «Волга» ГАЗ-21Р	ГАЗ-21А	То же . . . . .	4	1-2-4-3	92	92	2,445	6,7	72	4000	17/2000	235
Автомобиль УАЗ-452Д	ЗМЗ 451	» »	4	1-2-4-3	92	92	2,445	6,7	72	4000	17/2000	235
Автомобиль «Волга» ГАЗ-24	ГАЗ-24	» »	4	1-2-4-3	92	92	2,445	8,2	98	4500	19,2/2200	225
Автомобиль «Чайка»	ГАЗ-13	Четырехтактный, карбюраторный, V-образный	8	1-5-4-2- 5-3-7-8	100	88	5,53	8,5	195	4200	41/2200	220
Автомобиль ЗИЛ-114	ЗИЛ-114	То же	8	1-5-4-2- 6-3-7-8	108	95	6,96	9,5	300	4300	57/2900	215
Автомобиль ГАЗ-52-03	ГАЗ-52-01	Четырехтактный, карбюраторный, однорядный, вертикальный	6	1-5-3-6- 2-4	82	110	3,48	6,2	75	2800	21/2000	260
Автомобиль ЗИЛ-130	ЗИЛ-130	Четырехтактный, карбюраторный, V-образный	8	1-5-4-2- 6-3-7-8	100	95	6,00	6,5	150	3200	41/1800	240
Автомобиль ГАЗ-53А	ГАЗ-53	То же	8	1-5-4-2- 6-3-7-8	92	80	4,25	6,7	115	3200	29/2500	238
Автомобиль УРАЛ-377	ЗИЛ-375	» »	8	1-5-4-2- 6-3-7-8	108	95	7,00	6,5	180	3200	47,5/1800	240
Автомобиль МАЗ-500	ЯМЗ-236	Четырехтактный, дизель, V-образный	6	1-4-2-5- 3-6	130	140	11,15	16,5	180	2100	68/1500	175

Самоходное шасси Т-16М и трактор Т-25	Д-21	Четырехтактный, дизель, од- норядный, вертикальный	2	1-2-0-0	105	120	2,08	16	20	1600	10,0/1260	Не более 199
Трактор Т-40	Д-37М	То же	4	1-3-4-2	105	120	4,15	16	40	1600	20,0/1270	Не более 185 190
Трактор Т-28Х4	Д-37Е	» »	4	1-3-4-2	105	120	4,15	16	50	1800	22,2/1400	
Тракторы «Беларусь» МТЗ-50 и Т-54В	Д-50	» »	4	1-3-4-2	110	125	4,75	16	55	1700	25/1000	Не более 195
Трактор ЮМЗ-6Л	Д-65Л	» »	4	1-3-4-2	110	130	4,94	17	60	1750	29/1000	185
Трактор Т-38М	Д-48ЛС	» »	4	1-3-4-2	105	130	4,50	17	50	1600	24/1200	Не более 200
Трактор ДТ-75	СМД-14***	Четырехтактный, дизель, од- норядный, вертикальный	4	1-3-4-2	120	140	6,33	17	75	1700	36/1200	Не более 200
Трактор ДТ-75М	АМ-41	То же	4	1-3-4-2	130	140	7,45	16,5	90	1750	44/1100	185
Трактор Т-4А	АМ-01	» »	6	1-5-3-6- 2-4	130	140	11,15	16,5	110	1600	57/1100	185
Трактор Т-100М	Д-108	» »	4	1-3-4-2	145	205	13,54	14	108	1070	80/750	175
Трактор Т-130	Д-130	» »	4	1-3-4-2	145	205	13,54	14	140	1070	104/800	175
Трактор К-700	ЯМЗ-238НБ	Четырехтактный, дизель, V-образный . . . . .	8	1-5-4-2- 6-3-7-8	130	140	14,86	16,5	200	1700	100/1150	Не более 175
Пусковой двигатель	ПД-10У	Двухтактный, карбюратор- ный, вертикальный . . . . .	1	—	72	85	0,346	6,2	10	3500	—	—
Пусковой двигатель	ПД-8	То же	1	—	62	68	0,199	6,6	7	4300	—	—
Пусковой двигатель	П-23М	Четырехтактный, карбюра- торный, однорядный, вер- тикальный . . . . .	2	1-2-0-0	92	102	1,36	5,6	17-19	2400- 2500	—	320

\* Для автомобильных двигателей — мощность наибольшая, для тракторных — номинальная.

\*\* Для автомобильных двигателей — наименьший, для тракторных — гарантированный при базовой мощности.

\*\*\* Дизели СМД-14А, СМД-12Б, СМД-14Б, СМД-14К, СМД-14КФ, СМД-15К, СМД-15КФ, СМД-17К и СМД-18К отличаются от базовой модели СМД-14 расположением и конструкцией отдельных узлов (водяного насоса, масляного фильтра и др.) и системой пуска, а некоторые модели номинальной мощностью и номинальным числом оборотов в минуту; у дизелей СМД-17К и СМД-18К установлены турбокомпрессоры.

Краткая техническая характеристика

Показатели	Технические характеристики				
	T-16M	T-25	T-40	MTЗ-50	ЮМЗ-6М
Тип трактора	Самоходное шасси	Универсально-пропашные			
Тип двигателей	Колеса на пневматических шинах				
Тип двигателя	Четырехтактный				
Модель двигателя	Д-21	Д-21	Д-37М	Д-50	Д-65М
Номинальная мощность, л.с.	20	20	40	55	60
Продольная база трактора, мм	2500	1775* 1423—1837** 1630***	2160* 2145***	2360	2450
Ширина колеи задних колес или расстояние между средними гусениц, мм	1200—1869; регулируется с интервалами в 75 мм	1100—1500; регулируется ступенчато	1218—1926; регулируется ступенчато	1200—1800	1300—1800 регулируется бесступенчато
Дорожный просвет (для гусеничных тракторов при непогруженных почвозащепках), мм	560	475* 330** 545***	500* 650***	470	450
Вес трактора (конструктивный), кг	1425	1500	2270	2650	2900
Диапазон скоростей движения (расчетный, без учета буксования), км/ч:					
а) на передачах переднего хода	1,38—20,60	0,97—21,60	1,62—26,68	1,65—25,80	2,1—24,5
б) на передачах заднего хода	4,94	5,69—21,60	1,62—26,68	3,50—5,95	1,58—5,70
Диапазон тяговых усилий (работа на стерне при номинальной мощности), кг	785—141	700—65	1100—640	1400—250	1400—265
Размер шин (в дюймах):					
передних колес	6—16	5,50—16	6,5—16	6,5—20	6,5—20
задних колес	9—32	9—32	11—38	12—38	12—38

\* Основная модификация.

\*\* Низкая модификация.

\*\*\* Высокая модификация.



базовых моделей тракторов

моделей тракторов							
Т-54В	ДТ-75	Т-74	ДТ-75М	Т-4А	К-700	Т-100М	Т-139
Виноград- никовый	Общего назначения						
	Гусеницы				Колеса на пневмати- ческих шинах	Гусеницы	
дизель							
Д-50	СМД-14	СМД-14А	АМ-41	АМ-01	ЯМЗ-238НБ	Д-108	Д-130
55	75	75	90	110	200	108	140
1600	1612	1622	1612	2460	3050	2370	2478
850; 950	1330	1435	1330	1384	1910	1880	1880
270	326	280	326	362	340	331	393
3360	6010	5570	6330	7800	11000	11400	12695
1,03—16,10	4,12— 10,85	4,49— 11,47	4,24— 11,17	3,34— 9,17	2,82—30,80	2,36— 10,15	3,17— 10,45
2,18—3,70	3,53— 4,41	5,78	3,63— 4,54	4,52— 6,78	4,96—27,80	2,79— 7,61	3,05— 8,50
2500—395	3740— 1100	3460— 1070	4140— 1240	5000— 2260	6000—250	9500— 1500	9400— 2100
—	—	—	—	—	23,1/18—26	—	—
—	—	—	—	—	23,1/18—26	—	—

- Андреев Н. Ф., Жоткевич Т. С. Гидравлические навесные системы тракторов. М., Сельхозиздат, 1962.
- Анилович В. Я., Водолажченко Ю. Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. М., «Машиностроение», 1966.
- Анохин В. И., Сахаров А. Г. Пособие тракториста. М., «Колос», 1964.
- Анохин В. И., Болтинский В. Н. и др. Тракторы и автомобили. М., «Колос», 1970.
- Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов. М., Машгиз, 1962.
- Борисов В. И. и др. Автомобиль ГАЗ-66. М., «Машиностроение», 1966.
- Борисов В. И. и др. Автомобиль ГАЗ-53А. М., «Машиностроение», 1968.
- Гинцбург Л. Л. и др. Сервоприводы и автоматические агрегаты автомобилей. М., «Транспорт», 1968.
- Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобиля. М., Машгиз, 1962.
- Горбунов П. П. и др. Гидромеханические трансмиссии тракторов. М., «Машиностроение», 1966.
- Гуревич А. М., Сорокин Е. М. Тракторы, автомобили и сельскохозяйственные двигатели. М., «Колос», 1967.
- Демишев С. И. Трактор Т-40. М., «Высшая школа», 1967.
- Дочкин Б. Г. и др. Устройство и эксплуатация тракторов Т-50В и Т-54В. М., «Колос», 1968.
- Единые требования к конструкции тракторов и сельскохозяйственных машин по безопасности и гигиене труда. Изд. БТИ В/О «Союзсельхозтехника», 1967.
- Ершов Б. В., Залетаев М. В. Грузовой автомобиль ЗИЛ-130. М., «Транспорт», 1967.
- Ильин Н. М. Электрооборудование автомобилей. М., «Транспорт», 1967.
- Кленников В. М., Кленников Е. В. Теория и конструкция автомобиля. М., «Машиностроение», 1967.
- Лазарев А. А. и др. Тракторы Т-100М и С-100. М., «Колос», 1968.
- Лихачев В. С. Испытания тракторов. М., «Машгиз», 1963.
- Лызо Г. П. и др. Тракторы, автомобили и двигатели. М., «Высшая школа», 1968.
- Моргуль А. С., Сонин Е. К. Полупроводниковые системы зажигания. М.—Л., «Энергия», 1968.
- Некрутман С. В. Электрооборудование двигателей внутреннего сгорания. М., «Машиностроение», 1967.
- Никонов Н. Н., Машков Е. А. Трактор К-700. М., «Высшая школа», 1967.
- Родичев В. А. Трактор «Беларусь» МТЗ-50. М., «Высшая школа», 1967.
- Самоходное шасси СШ-20. Изд. Харьковского завода тракторных самоходных шасси, Харьков, «Прапор», 1967.
- Трактор Т-4. Изд. Алтайского тракторного завода, Барнаул, 1968.
- Трактор ДТ-75. Изд. Волгоградского тракторного завода, Волгоград, 1968.
- Тракторы Т-40 и Т-40А. Изд. Липецкого тракторного завода, Липецк, 1968.
- Трактор «Беларусь» МТЗ-50. Изд. Минского тракторного завода, Минск, «Урожай», 1968.
- Трубников Г. И. Практикум по автотракторным двигателям. М., «Колос», 1968.
- Тявкин Б. Г. Электрическое оборудование современных тракторов, самоходных комбайнов и грузовых автомобилей. М., «Знание», 1964.
- Фрумкис И. В., Минензон В. И. Объемные гидравлические передачи сельскохозяйственных тракторов и машин. М., «Машиностроение», 1966.
- Чудаков Д. А. Основы теории трактора и автомобиля. М., Сельхозиздат, 1962.
- Шнейдер Г. К., Давыдов И. А. Автомобили УАЗ. М., «Транспорт», 1965.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

## Раздел первый ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАКТОРАХ И АВТОМОБИЛЯХ

Глава 1. Основные этапы развития отечественного тракторо- и автомобилестроения . . . . .	3
§ 1. Основные этапы развития отечественного тракторостроения . . . . .	3
§ 2. Основные этапы развития отечественного автомобилестроения . . . . .	4
Глава 2. Классификация тракторов и автомобилей и их основные механизмы . . . . .	5
§ 1. Классификация тракторов . . . . .	5
§ 2. Классификация автомобилей . . . . .	8
§ 3. Основные механизмы тракторов и автомобилей . . . . .	11

## Раздел второй ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТРАКТОРНЫХ И АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Глава 3. Общие устройство и работа двигателя внутреннего сгорания . . . . .	15
§ 1. Классификация двигателей тракторов и автомобилей . . . . .	15
§ 2. Основные механизмы и системы двигателей внутреннего сгорания . . . . .	15
§ 3. Основные понятия и определения . . . . .	16
§ 4. Рабочий цикл четырехтактного карбюраторного двигателя . . . . .	18
§ 5. Рабочий цикл четырехтактного дизеля . . . . .	19
§ 6. Рабочие циклы двухтактных двигателей . . . . .	21
§ 7. Сравнение четырехтактных и двухтактных двигателей . . . . .	24
§ 8. Сравнение дизелей с карбюраторными двигателями . . . . .	24
§ 9. Работа многоцилиндрового двигателя . . . . .	25
Глава 4. Топливо для автотракторных двигателей . . . . .	26
§ 1. Классификация автотракторных топлив и их термические свойства . . . . .	26
§ 2. Топливо для карбюраторных автотракторных двигателей . . . . .	27
§ 3. Топливо для автотракторных дизелей . . . . .	29
Глава 5. Действительные процессы в двигателях. Определение основных размеров двигателя . . . . .	31
§ 1. Процесс впуска . . . . .	31
§ 2. Процесс сжатия . . . . .	33
§ 3. Процесс сгорания (общие положения) . . . . .	33
§ 4. Процесс сгорания в карбюраторных двигателях . . . . .	34
§ 5. Процесс сгорания в дизелях . . . . .	36
§ 6. Процесс расширения . . . . .	37
§ 7. Процесс выпуска . . . . .	37
§ 8. Параметры, характеризующие рабочий цикл двигателя . . . . .	38
§ 9. Параметры, характеризующие работу двигателя . . . . .	40
§ 10. Тепловой баланс двигателя . . . . .	42
§ 11. Основные сравнительные параметры двигателей . . . . .	43
§ 12. Определение основных размеров двигателя . . . . .	44

## Раздел третий КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ И МЕХАНИЗМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Глава 6. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма . . . . .	45
§ 1. Основные сведения . . . . .	45
§ 2. Уравновешивание двигателя . . . . .	50

<b>Глава 7. Устройство и работа кривошипно-шатунного механизма</b>	57
§ 1. Цилиндры и блок-картеры	57
§ 2. Головка цилиндров	63
§ 3. Поршни, поршневые кольца и пальцы	66
§ 4. Шатуны и шатунные подшипники	74
§ 5. Коленчатые валы и коренные подшипники	77
§ 6. Маховик	84
§ 7. Крепление двигателя на раме трактора и автомобиля	85
§ 8. Неисправности кривошипно-шатунного механизма и их устранение	87

<b>Глава 8. Устройство и работа механизма газораспределения</b>	89
§ 1. Назначение механизма газораспределения	89
§ 2. Работа клапанного механизма газораспределения	91
§ 3. Детали клапанного механизма газораспределения	93
§ 4. Декомпрессионный механизм	101
§ 5. Неисправности механизма газораспределения и устранение их	103

### Раздел четвертый СИСТЕМА ПИТАНИЯ И РЕГУЛЯТОР ДВИГАТЕЛЯ

<b>Глава 9. Схемы систем питания двигателей. Устройство топливных баков, фильтров и подкачивающих помп</b>	106
--	-----

§ 1. Схемы систем питания двигателей	106
§ 2. Топливные баки	109
§ 3. Топливные фильтры	110
§ 4. Подкачивающие помпы	116
§ 5. Уход за топливными баками, фильтрами и подкачивающими помпами	120

<b>Глава 10. Воздухоочистители, впускные и выпускные трубопроводы и турбокомпрессоры</b>	121
--	-----

§ 1. Воздухоочистители	121
§ 2. Впускные и выпускные трубопроводы	125
§ 3. Наддув двигателей турбокомпрессором	127
§ 4. Уход за воздухоочистителями, впускными и выпускными трубопроводами и турбокомпрессором	129

<b>Глава 11. Карбюраторы</b>	130
------------------------------	-----

§ 1. Схема работы простейшего карбюратора	130
§ 2. Работа карбюратора при различных режимах работы двигателя	132
§ 3. Устройства карбюратора для получения горючей смеси требуемого состава	133
§ 4. Устройство и работа карбюратора К-16А	139
§ 5. Устройство и работа карбюратора К-88А	140
§ 6. Устройство и работа карбюратора К-06	143
§ 7. Устройство и работа ограничителя максимального числа оборотов коленчатого вала двигателя	145
§ 8. Уход за карбюраторами	146

<b>Глава 12. Смесеобразование в дизелях. Топливные насосы и форсунки</b>	147
--	-----

§ 1. Смесеобразование в дизелях	147
§ 2. Устройство и работа многоплунжерных топливных насосов	150
§ 3. Одноплунжерный топливный насос	161
§ 4. Автоматическая муфта опережения впрыска топлива	163
§ 5. Привод топливных насосов	164
§ 6. Форсунки	166
§ 7. Топливопроводы	169

<b>Глава 13. Регуляторы оборотов тракторных двигателей</b>	170
--	-----

§ 1. Назначение и классификация регуляторов	170
§ 2. Однорежимные регуляторы	171
§ 3. Всережимные регуляторы	172
§ 4. Механизм управления работой дизеля	181
§ 5. Основные показатели работы регулятора	182

<b>Глава 14. Уход за топливными насосами, регуляторами и форсунками, их проверка и регулировка</b>	182
--	-----

§ 1. Уход за топливными насосами, регуляторами, топливопроводами и форсунками	182
§ 2. Удаление воздуха из топливоподающей системы	183

§ 3. Проверка работы форсунки и регулировка ее на нормальное давление впрыска топлива . . . . .	184
§ 4. Проверка состояния насосных элементов . . . . .	185
§ 5. Проверка и регулировка угла опережения подачи топлива насосом . . . . .	186
§ 6. Проверка работы регулятора дизеля . . . . .	188
§ 7. Проверка и регулировка топливного насоса на равномерность подачи топлива секциями . . . . .	188

## Раздел пятый СИСТЕМЫ СМАЗКИ И ОХЛАЖДЕНИЯ

Глава 15. Смазочные материалы . . . . .	190
§ 1. Общие сведения о трении и смазочных материалах . . . . .	190
§ 2. Смазочные масла и их свойства . . . . .	192
§ 3. Консистентные смазки . . . . .	195
Глава 16. Система смазки двигателей . . . . .	195
§ 1. Классификация систем смазки двигателей . . . . .	196
§ 2. Схемы систем смазки . . . . .	197
§ 3. Вентиляция картера двигателя . . . . .	202
§ 4. Устройство масляных насосов . . . . .	204
§ 5. Устройство фильтров грубой очистки масла, центробежных очистителей и фильтров тонкой очистки масла . . . . .	205
§ 6. Устройство масляных радиаторов, поддонов картеров и контрольных приборов . . . . .	211
§ 7. Уход за системой смазки . . . . .	213
Глава 17. Системы охлаждения двигателей . . . . .	215
§ 1. Классификация и схемы действия систем охлаждения . . . . .	215
§ 2. Устройство радиаторов и термостатов . . . . .	220
§ 3. Устройство насосов и вентиляторов . . . . .	225
§ 4. Закрытая система охлаждения с принудительной циркуляцией воды . . . . .	231
§ 5. Уход за системой охлаждения . . . . .	232

## Раздел шестой ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Глава 18. Электрические генераторные установки . . . . .	235
§ 1. Общие сведения . . . . .	235
§ 2. Генераторные установки постоянного тока . . . . .	236
§ 3. Генераторные установки переменного тока . . . . .	241
§ 4. Уход за генераторными установками . . . . .	245
Глава 19. Аккумуляторные батареи . . . . .	247
§ 1. Общие сведения . . . . .	247
§ 2. Характеристика кислотно-свинцовых аккумуляторных батарей . . . . .	243
§ 3. Неисправности аккумуляторной батареи и уход за нею . . . . .	249
Глава 20. Зажигание рабочей смеси электрической искрой . . . . .	252
§ 1. Общие сведения . . . . .	252
§ 2. Момент зажигания и его влияние на работу двигателя . . . . .	252
§ 3. Искровые зажигательные свечи . . . . .	253
Глава 21. Батарейное зажигание . . . . .	255
§ 1. Общие сведения . . . . .	255
§ 2. Влияние различных факторов на величину э.д.с. вторичной обмотки . . . . .	257
§ 3. Катушка зажигания Б-13 . . . . .	258
§ 4. Прерыватель-распределитель Р4-В . . . . .	259
§ 5. Контактнo-транзисторная система зажигания . . . . .	261
§ 6. Установка зажигания . . . . .	263
§ 7. Неисправности системы батарейного зажигания и уход за ней . . . . .	264
Глава 22. Система зажигания от магнето . . . . .	265
§ 1. Схема и принцип действия магнето . . . . .	265
§ 2. Рабочий процесс магнето . . . . .	266
§ 3. Устройство магнето . . . . .	268
§ 4. Уход за магнето. Установка зажигания . . . . .	270

<b>Глава 23. Электрические стартеры</b> . . . . .	<b>270</b>
§ 1. Общие сведения . . . . .	270
§ 2. Классификация стартеров . . . . .	271
§ 3. Принцип действия и характеристика стартера . . . . .	271
§ 4. Стартеры с механическим приводом и непосредственным управлением . . . . .	272
§ 5. Стартеры с электромагнитным приводом и дистанционным управлением . . . . .	275
§ 6. Уход за стартерами . . . . .	277

<b>Глава 24. Осветительные и светосигнальные приборы, звуковые сигналы и другие потребители</b> . . . . .	<b>277</b>
§ 1. Осветительные и светосигнальные приборы . . . . .	277
§ 2. Электрические звуковые сигналы . . . . .	279
§ 3. Стеклоочистители . . . . .	280

<b>Глава 25. Контрольно-измерительные приборы и распределительная аппаратура</b> . . . . .	<b>280</b>
§ 1. Контрольно-измерительные приборы . . . . .	280
§ 2. Главный и ножной переключатели света, включатель стоп-сигнала . . . . .	281

**Раздел седьмой**  
**ПУСК ДВИГАТЕЛЕЙ**

<b>Глава 26. Система пуска двигателей</b> . . . . .	<b>283</b>
§ 1. Система пуска . . . . .	283
§ 2. Подогреватели . . . . .	284

<b>Глава 27. Система пуска вспомогательным бензиновым двигателем</b> . . . . .	<b>287</b>
§ 1. Пусковые двигатели ПД-10У и ПД-8 . . . . .	287
§ 2. Пусковой двигатель П-23 . . . . .	289
§ 3. Силовые передачи системы пуска вспомогательными двигателями . . . . .	291
§ 4. Уход за системой пуска . . . . .	296

<b>Глава 28. Пуск двигателей</b> . . . . .	<b>297</b>
§ 1. Пуск карбюраторного автомобильного двигателя . . . . .	297
§ 2. Пуск тракторного дизеля, имеющего пусковой двигатель . . . . .	298
§ 3. Пуск тракторных дизелей, оборудованных стартерами . . . . .	299
§ 4. Пуск дизелей в условиях низких температур . . . . .	300

**Раздел восьмой**  
**ХАРАКТЕРИСТИКИ И ИСПЫТАНИЕ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

<b>Глава 29. Характеристики автотракторных двигателей</b> . . . . .	<b>301</b>
§ 1. Общие сведения . . . . .	301
§ 2. Регулировочные характеристики . . . . .	301
§ 3. Регулировочные характеристики по расходу топлива . . . . .	301
§ 4. Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания и углу начала подачи топлива . . . . .	303
§ 5. Скоростная характеристика . . . . .	304
§ 6. Регуляторная характеристика и характеристика холостого хода . . . . .	306
§ 7. Практическое применение характеристик двигателя . . . . .	307

<b>Глава 30. Испытания двигателей</b> . . . . .	<b>308</b>
§ 1. Классификация и содержание испытаний . . . . .	308
§ 2. Оборудование и приборы для испытаний . . . . .	308
§ 3. Техника проведения испытаний и обработка результатов . . . . .	310

**Раздел девятый**  
**СИЛОВАЯ ПЕРЕДАЧА ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ**

<b>Глава 31. Общие сведения о силовых передачах</b> . . . . .	<b>313</b>
§ 1. Назначение и классификация силовых передач . . . . .	313
§ 2. Бесступенчатые передачи . . . . .	313
§ 3. Ступенчатые передачи . . . . .	316
§ 4. Комбинированные передачи . . . . .	319
§ 5. Сравнительная оценка силовых передач . . . . .	319

<b>Глава 32. Муфты сцепления и промежуточные соединения</b> . . . . .	<b>321</b>
§ 1. Общие сведения . . . . .	321
§ 2. Муфта сцепления тракторов МТЗ-50, МТЗ-52 . . . . .	324

§ 3. Муфты сцепления автомобилей ГАЗ-53А, ЗИЛ-130 и ГАЗ-21 «Волга» . . . . .	326
§ 4. Муфта сцепления трактора Т-25 . . . . .	329
§ 5. Уход за муфтами сцепления . . . . .	329
§ 6. Назначение и типы промежуточных соединений . . . . .	329
<b>Глава 33. Коробки передач, увеличители крутящего момента и раздаточные коробки . . . . .</b>	<b>332</b>
§ 1. Общие сведения . . . . .	332
§ 2. Классификация коробок передач . . . . .	333
§ 3. Коробка передач автомобиля ГАЗ-53А . . . . .	335
§ 4. Коробка передач тракторов МТЗ-50, МТЗ-52 . . . . .	339
§ 5. Коробка передач трактора Т-4А . . . . .	340
§ 6. Коробка передач и увеличитель крутящего момента трактора ДТ-75 . . . . .	343
§ 7. Коробка передач трактора Т-25 . . . . .	347
§ 8. Коробка передач трактора Т-130 . . . . .	350
§ 9. Раздаточные коробки . . . . .	351
§ 10. Уход за коробками передач . . . . .	352
<b>Глава 34. Карданные передачи . . . . .</b>	<b>353</b>
§ 1. Назначение и типы карданных передач . . . . .	353
§ 2. Карданные передачи автомобилей ЗИЛ-130 и ГАЗ-66 . . . . .	354
<b>Глава 35. Задний мост тракторов и автомобилей . . . . .</b>	<b>356</b>
§ 1. Общие сведения . . . . .	356
§ 2. Главная передача . . . . .	356
§ 3. Дифференциал . . . . .	358
§ 4. Ведущие полуоси колесных тракторов и автомобилей . . . . .	362
§ 5. Передача толкающего усилия и восприятие реактивного момента . . . . .	362
§ 6. Механизм поворота гусеничных тракторов . . . . .	363
§ 7. Конечная передача . . . . .	365
§ 8. Задний мост тракторов ДТ-75, ДТ-75М . . . . .	365
§ 9. Задний мост трактора Т-74 . . . . .	368
§ 10. Задний мост тракторов МТЗ-50, МТЗ-52 . . . . .	372
§ 11. Задний мост автомобиля ЗИЛ-130 . . . . .	372
§ 12. Уход за механизмами заднего моста . . . . .	374
<b>Раздел десятый</b>	
<b>ХОДОВАЯ ЧАСТЬ И МЕХАНИЗМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ</b>	
<b>Глава 36. Ходовая часть колесных тракторов и автомобилей . . . . .</b>	<b>376</b>
§ 1. Ведущий момент, толкающая сила и касательная сила тяги . . . . .	376
§ 2. Общие сведения о ходовой части колесного трактора . . . . .	378
§ 3. Общие сведения о ходовой части автомобиля . . . . .	382
§ 4. Тракторные и автомобильные колеса и шины . . . . .	383
§ 5. Повышение тяговых качеств колесных тракторов и автомобилей . . . . .	387
<b>Глава 37. Рулевое управление колесных тракторов и автомобилей . . . . .</b>	<b>388</b>
§ 1. Общие сведения . . . . .	388
§ 2. Кинематика поворота и радиус горизонтальной проходимости . . . . .	391
§ 3. Передаточное число рулевого управления . . . . .	391
§ 4. Стабилизация управляемых колес . . . . .	393
§ 5. Развал и схождение управляемых колес . . . . .	393
<b>Глава 38. Устройство ходовой части и механизмов управления колесных тракторов и автомобилей . . . . .</b>	<b>394</b>
§ 1. Ходовая часть и рулевое управление трактора МТЗ-50 . . . . .	394
§ 2. Передний ведущий мост трактора МТЗ-52 . . . . .	397
§ 3. Ходовая часть и рулевое управление трактора Т-40 . . . . .	399
§ 4. Передний ведущий мост трактора Т-40А . . . . .	402
§ 5. Ходовая часть и рулевое управление автомобилей ГАЗ-53А и ЗИЛ-130 . . . . .	404
§ 6. Уход за ходовой частью и рулевым управлением тракторов и автомобилей . . . . .	410
<b>Глава 39. Тормозные системы тракторов и автомобилей . . . . .</b>	<b>411</b>
§ 1. Общие сведения . . . . .	411
§ 2. Типы тормозов . . . . .	412
§ 3. Тормозные приводы и усилители . . . . .	414
§ 4. Сравнительная оценка тормозных систем . . . . .	420
§ 5. Тормозной путь . . . . .	420
§ 6. Уход за тормозными системами . . . . .	422

Глава 40. Ходовая часть гусеничных тракторов . . . . .	423
§ 1. Общие сведения . . . . .	423
§ 2. Типы подвесок и гусеничных движителей . . . . .	424
§ 3. Ходовая часть тракторов ДТ-75М, ДТ-75, Т-74 . . . . .	427
§ 4. Ходовая часть тракторов Т-4 и Т-4А . . . . .	430
§ 5. Особенности устройства ходовой части трактора Т-54В . . . . .	432
§ 6. Уход за ходовой частью гусеничных тракторов . . . . .	433

**Раздел одиннадцатый**  
**РАБОЧЕЕ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТРАКТОРОВ**  
**И АВТОМОБИЛЕЙ**

Глава 41. Гидравлические навесные системы . . . . .	435
§ 1. Назначение навесной системы . . . . .	435
§ 2. Гидравлические насосы . . . . .	435
§ 3. Распределители . . . . .	438
§ 4. Силовые цилиндры . . . . .	442
§ 5. Баки, маслопроводы и арматура . . . . .	443
§ 6. Устройства для навески машин на трактор . . . . .	446
§ 7. Уход за раздельно-агрегатной навесной системой . . . . .	449

Глава 42. Рабочее оборудование тракторов . . . . .	449
§ 1. Прицепное устройство . . . . .	449
§ 2. Приводной шкив . . . . .	451
§ 3. Вал отбора мощности . . . . .	451
§ 4. Валы отбора мощности тракторов МТЗ-50 и МТЗ-52 . . . . .	453
§ 5. Гидравлический увеличитель сцепного веса . . . . .	455

Глава 43. Дополнительное оборудование автомобилей . . . . .	461
§ 1. Тягово-сцепное устройство . . . . .	461
§ 2. Лебедка . . . . .	461
§ 3. Отопление и вентиляция кабины . . . . .	462

**Раздел двенадцатый**  
**ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ТРАКТОРА**

Глава 44. Теория колесного и гусеничного трактора . . . . .	464
§ 1. Силы, действующие на трактор в движении . . . . .	464
§ 2. Тяговый баланс трактора . . . . .	465
§ 3. Устойчивость трактора . . . . .	466
§ 4. Мощностной баланс трактора . . . . .	468
§ 5. Испытание трактора . . . . .	469

Глава 45. Перспективы развития конструкций тракторов . . . . .	474
§ 1. Типаж тракторов и двигателей . . . . .	474
§ 2. Основные направления в развитии конструкций тракторов . . . . .	477
§ 3. Новые энергонасыщенные тракторы . . . . .	481
Приложение 1 . . . . .	485
Приложение 2 . . . . .	486
Приложение 3 . . . . .	488
Литература . . . . .	490

*Гуревич Александр Михайлович и Сорокин Евгений Михайлович*

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ. М., «Колос», 1971.  
496 с. с илл. (Учебники и учеб. пособия для с.-х. техникумов).  
УДК 631.372+631.374 : 629.114.4(075.8)

Редактор *И. С. Сороко*. Художник *Е. М. Добровицкий*. Художественный редактор *М. Я. Волкова*.  
Технический редактор *Г. Б. Славнова*. Корректор *А. И. Кудрявцева*.

Славо в набор 10/XI 1970 г. Подписано к печати 16/IV 1971 г. Т00889. Формат 70×108<sup>1/16</sup>.  
Бумага тип. № 1. Печ. л. 31(43,4). Уч.-изд. л. 43,26. Изд. № 18. Т. п. 1971 г. № 264. Тираж 200 000  
(100 001—200 000) экз. Заказ № 1664. Цена 1 р. 62 к.

Издательство «Колос». Москва, К-31, ул. Дзержинского, д. 1/19.

Набрано в 11-й типографии Главполиграфпрома Комитета по печати при Совете Министров СССР.  
Москва, Нагатинская ул., д. 14.

Отпечатано с матриц во Владимирской типографии Главполиграфпрома Комитета по печати  
при Совете Министров СССР. Гор. Владимир, ул. Победы, 18-б. Зак. 246



УЧЕБНИКИ И УЧЕБНЫЕ ПОСОБИЯ  
ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТЕХНИКУМОВ

**А. М. ГУРЕВИЧ**  
**Е. М. СОРОКИН**

# ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

*Издание третье, переработанное и дополненное*

Допущено Главным управлением высшего и среднего сельскохозяйственного образования Министерства сельского хозяйства СССР в качестве учебника для техникумов по специальности «Механизация сельского хозяйства»



ИЗДАТЕЛЬСТВО «КОЛОС»  
Москва — 1971