Министерство сельского хозяйства Российской Федерации

Башкирский государственный аграрный университет

И.И. ГАБИТОВ, А.В. НЕГОВОРА

ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Допущено Учебно-методическим объединением вузов по агроинженерному образованию в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальностям 311300 – «Механизация сельского хозяйства» и 311900 – «Технология обслуживания и ремонта машин в АПК»

Уфа 2004

ББК 31.365
УДК 621. 436

Рецензенты:
д.т.н., профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» СПбГАУ
А.В. Николаенко;

д.т.н., профессор кафедры «Поршневые двигатели внутреннего сгорания»
МГТУ им. Н.Э. Баумана Л.В. Грехов

Габитов И.И., Неговора А.В.

Топливная аппаратура автотракторных дизелей/ Габитов И.И., Неговора А.В. – Уфа: Изд-во БашГАУ, 2004. –216 с.

ISBN 5-7456-0045-4

В пособии описаны конструкция, работа, регулирование топливных систем автотракторных и комбайновых дизелей, рассмотрены вопросы обеспечения надежности при технической эксплуатации топливной аппаратуры. Освещены вопросы диагностирования, технического обслуживания и ремонта топливной аппаратуры. Даны рекомендации по совершенствованию технического сервиса топливоподающих систем дизелей.

УДК 621. 436
ББК 31.365

ISBN 5-7456-0045-4

© Башкирский государственный аграрный университет, 2004
© И.И. Габитов, А.В.Неговора, 2004.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ…… 4
1.ПРОЦЕССЫ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ …… 5
2.КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЮЩИХ СИСТЕМ …… 9
2.1. Схемы питания топливом и работа ТНВД…… 9
2.2. Топливные фильтры и соединительная арматура…… 22
2.3. Топливоподкачивающие насосы…… 29
2.4. Устройства опережения впрыскивания…… 32
2.5. Форсунки…… 35
2.6. Особенности конструкции ТНВД…… 39
2.6.1. Серия ТН (ЛСТН)…… 39
2.6.2. Серия 45
УТН…… 51
2.6.3. Серия НД…… 54
2.6.4. Серия ЯМЗ…… 58
2.6.5. Серия КАМАЗ…… 62
2.6.6. Серия ЧТЗ……
3. ПАРАМЕТРЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБО- 64
ТЫ ДИЗЕЛЯ …… 64
3.1. Цикловая подача …… 70
3.2. Опережение впрыскивания …… 72
3.3. Характеристики впрыскивания…… 75
3.4. Стабильность параметров топливоподачи……
4. НАДЕЖНОСТЬ, ОСНОВНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ И ПРИЧИНЫ ОТКАЗОВ 80
ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ …… 80
4.1. Надежность топливной аппаратуры, количественные ее характеристики… 91
4.2. Основные неисправности и причины отказов……
5. ВЛИЯНИЕ ХАРАКТРЕИСТИК ДИЗЕЛЬНЫХ ТОПЛИВ НА ПОКАЗАТЕЛИ НА- 112
ДЕЖНОСТИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ …… 112
5.1. Характеристики дизельных топлив…… 114
5.2. Влияние условий хранения, транспортировки и заправки на показатели топли- 117
ва… 119
5.3. Улучшение низкотемпературных свойств топлива…… 119
6. ДИАГНОСТИРОВАНИЕ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ …… 127
6.1. Совершенствование методов диагностирования …… 131
6.2. Техническое обслуживание и регулировка…… 142
6.3. Стенды и приборы для регулировки и диагностирования……
6.4. Эталонирование топливной аппаратуры …… 147
ПРИЛОЖЕНИЯ 147
1. Регулирование топливных насосов высокого давления…… 152
1.1. ТНВД Алтайского завода ТА (серии ТН) и Харьковского ТЗ (серии ЛСТН)… 157
1.2. ТНВД Ногинского завода ТА (серия УТН)…… 161
1.3. ТНВД Вильнюсского завода и Чугуевского заводаТА (серия НД)…… 167
1.4. ТНВД Ярославского завода ТА (серия ЯМЗ)…… 172
1.5. ТНВД Ярославского завода ДА (серии КАМАЗ)…… 175
1.6. ТНВД Челябинского ТЗ (серия КДМ)…… 178
1.7. ТНВД двигателей RABA-MAN автобусов Икарус…… 183
2. Оценка качества работы и регулировка форсунок…… 186
3. Проверка прецизионных элементов ТНВД…… 186
4. Проверка угла опережения впрыска топлива и установка ТНВД на двигатель.. 189
4.1. Установка топливных насосов типа 6ТН, ЯМЗ, КАМАЗ…… 191
4.2. Установка топливных насосов типа 4ТН, УТН, 192
НД…… 193
4.3. Установка топливных насосов типа НД22/6…… 213

4.4 Установка агрегатов топливной аппаратуры на двигатель……..
5. Справочные данные и регулировочные таблицы ……..….
ЛИТЕРАТУРА……

ОБЩИЕ ПО ТЕКСТУ СОКРАЩЕНИЯ

ВВ – вредные вещества;
КС – камера сгорания;
ЛВД – линия высокого давления;
ЛНД – линия низкого давления;
МТС – машинно-технологическая станция;
НТ– нагнетательный трубопровод;
ОГ – отработавшие газы;
РТП– ремонтно-техническое предприятие;
ТА – топливная аппаратура;
ТО – техническое обслуживание;
ТПС – топливоподающая система
ТНВД–топливный насос высокого давления;
ТПН – топливоподкачивающий насос;
УОВТ– угол опережения впрыска топлива;
ФТО – фильтр тонкой очистки.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Топливная аппаратура является одним из основных элементов дизеля и в значительной степени предопределяет его мощностные и экономические показатели, надежность и долговечность, выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Качество работы топливной аппаратуры в процессе эксплуатации определяется стабильностью конструктивно-регулировочных параметров топливной аппаратуры и параметров топливоподачи.

Существенное ухудшение мощностных, экономических и экологических показателей дизелей объясняется, в первую очередь, изменением технического состояния элементов топливоподающих систем и в меньшей степени зависит от износа двигателя.

В материалах пособия систематизирован материал по топливной аппаратуре автотракторных и комбайновых дизелей отечественного производства, описаны конструктивные отличия разработок последних лет, рассмотрены вопросы обеспечения надежности при технической эксплуатации топливной аппаратуры. Большое внимание уделено перспективным методам и средствам диагностирования, технического обслуживания и ремонта дизельной топливной аппаратуры. В книге приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований по обеспечению работоспособности топливной аппаратуры, рекомендации по совершенствованию технического сервиса топливоподающих систем дизелей и представлен обширный справочный материал по регулировочным параметрам топливоподающих систем.

1. ПРОЦЕССЫ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ

Эффективность работы дизелей, их технико-экономические и экологические показатели, надежность и долговечность во многом зависят от качества рабочего процесса, важнейшей составляющей которого является процесс топливоподачи.

Выяснение степени и характера влияния различных параметров ТА можно произвести на основе анализа индикаторной диаграммы двигателя.

При анализе физико-химических процессов, происходящих в цилиндре дизеля, различают четыре периода сгорания (по классификации А.И. Толстова): I - период задержки воспламенения (подготовительный); II - период воспламенения и начального горения (быстрого сгорания); III - период основного сгорания; IV - период догорания (рис. 1).

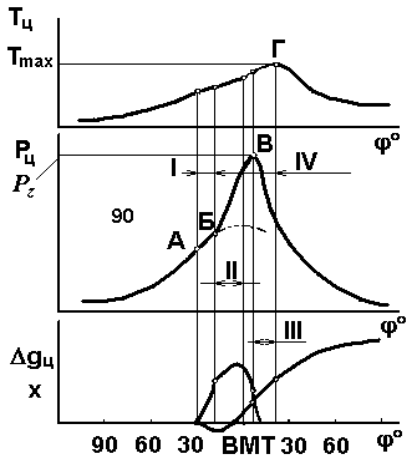


Рис. 1 Изменение температуры $T_ц=f(\varphi)$, давления газов в цилиндре $P_ц=f(\varphi)$, законы топливоподачи $\Delta g_ц=f(\varphi)$ и тепловыделения $\chi=f(\varphi)$.

Первый период заключает время от начала впрыскивания в цилиндр (т.А) до момента видимого отрыва линии сгорания на индикаторной диаграмме Рц=f(φ) от линии сжатия (т. Б). В этот период происходят сложные физико-химические процессы подготовки топлива к самовоспламенению. В течение этого периода давление в цилиндре оказывается меньше, чем в случае прокручивания дизеля без впрыскивания топлива. Такой спад давления является следствием затрат тепла на испарение впрыскнутого топлива. Продолжительность периода зависит от химического состава топлива, качества его распыливания, давления и температуры воздуха в цилиндре в момент впрыскивания.

Продолжительность второго периода определяется временем от начала воспламенения (т.Б) до момента достижения Pz (т.В). При правильно выбранном угле опережения впрыскивания топлива (УОВТ) давление в цилиндре при полной нагрузке достигает максимума через 6...10°п.к.в. после ВМТ.

Второй период сопровождается интенсивным оборудованием промежуточных продуктов реакции. Около 70% теплоты, выделяющейся во втором периоде, образуется в результате сгорания топлива, поступившего в камеру сгорания в течение первого периода.

Начало третьего периода определяется положением максимума давления P_z(т.В), а конец - положением максимума температуры газов в цилиндре (т.Г). В современных дизелях при правильно организованных процессах топливоподачи и сгорания наибольшая температура обычно достигается через 20...25°п.к.в. после ВМТ. Продолжительность периода существенно зависит от нагрузки и составляет при полных нагрузках 25...33% суммарного времени, отводимого для процессов смесеобразования и сгорания и в значительной мере определяется совершенством процесса смесеобразования.

Образование горючей смеси в четвертом периоде происходит относительно медленно. Продолжительность периода достигает 50% суммарного времени смесеобразования и сгорания. За это время выделяется примерно 1.5...35% теплоты цикла. Эффективность использования теплоты здесь мала, в этой связи необходимо стремиться к сокращению продолжительности периода до минимума.

Процесс сгорания топлива является неуправляемым, однако, закон подачи топлива существенно влияет на характер протекания этого процесса.

За динамические показатели процесса сгорания обычно принимают отмечаемую во II периоде максимальную скорость нарастания давления, оцениваемую величиной $(dp/d\alpha)_{max}$ и максимальное давление сгорания P_z. Динамические показатели процесса сгорания во многом определяют долговечность двигателя, а также шумность его работы. При увеличении скорости нарастания давления от 0,5 до 0,9…1,1 МПа/град интенсивность износа верхнего поршневого кольца возрастает в 2-3 раза [10].

Оценку степени "динамичности" индикаторных диаграмм Файнлейб БН рекомендует производить показателем, учитывающим как крутизну фронта нарастания давления, так и продолжительность участка р:

$$D= (dp/d\varphi)_{max} \Delta p.$$

Уменьшение D в 2,0...2,5раза реализацией ступенчатых характеристик впрыскивания на дизеле ЯМЗ-236 позволило уменьшить износ гильз, поршневых наковок, колец примерно на 60% [24].

Если максимальная скорость нарастания давления не превышает 0,2МПа/град, то двигатель работает мягко. Если эта величина более 0,7 МПа/град, то считают, что двигатель работает жестко.

Экономические, экологические и динамические показатели процесса сгорания во многом определяются типом камеры сгорания. Тип камеры сгорания является определяющим фактором в организации смесеобразования.

Различают камеры сгорания разделенные (рис. 2. д,е) неразделенные (рис. 2 г,к) и полуразделенные (рис. 2 а,б,в,ж,з,и,л). Разделенные КС в автотракторных и комбайновых дизелях уже практически не применяются из-за более низкой экономичности. В неразделенных и полуразделенных КС реализуются несколько способов смесеобразования, из которых наиболее отличающиеся объемное и пленочное.

При объемном смесеобразовании все топливо впрыскивается в объем КС, причем принимаются меры по предотвращению попадания топлива на стенки и днище поршня. Преимущество этого способа смесеобразования - высокая экономичность и легкость запуска. Недостаток - необходимы высокие уровни давления впрыскивания для обеспечения удовлетворительного смесеобразования и жесткая работа двигателя.

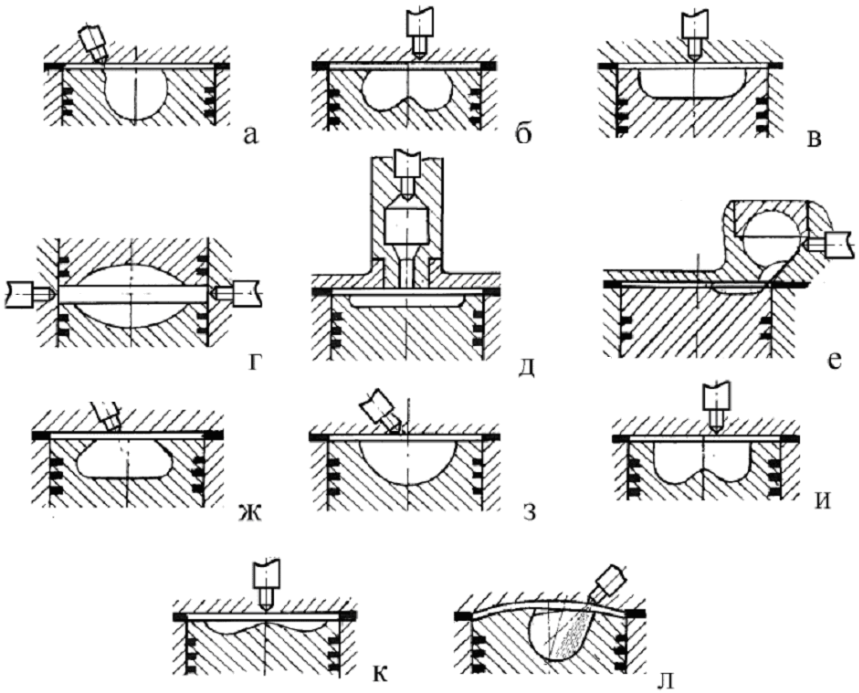


Рис. 2. Камеры сгорания дизелей: а - фирмы Continental (США); б - фирмы Saurer (Швейцария); в - фирмы Daimler-Benz (ФРГ); г - фирмы Leyland (Великобритания); д - фирмы Caterpillar (США); е - 4 Ч 8,5/11 (с вихревой камерой); ж - 4 Ч 8,5/11 (с камерой ЦНИДИ); з - Д-21; и - ЯМЗ-238; к - 6 ЧН 15/16; л-ЗИЛ-645 и Deutz.

При пленочном смесеобразовании ("М"-процесс), наоборот, факел топлива направляется на поверхность камеры сгорания. При этом образуется тонкая пленка топлива толщиной 0,01...0,015мм. В начале воспламеняется топливо (около 5% от общего количества), находящееся в объеме заряда. Остальная часть топлива (90...95%) вовлекается в сгорание постепенно по мере испарения, и этим обеспечиваются достаточно малые значения $(dp/d\alpha)_{мах}$ и P_z. Недостаток пленочного смесеобразования - ухудшение пусковых качеств холодного дизеля. Преимущества - возможность применения топлива с широким диапазоном фракционного состава, низкие давления впрыскивания, мягкая работа двигателя.

В подавляющем большинстве отечественных и зарубежных автотракторных и комбайновых дизелях нашли применение полуразделенные камеры сгорания, в которых реализуется объемно-пленочное смесеобразование.

В тракторных дизелях Д-130, Д-160, СМД-14Н, СМД-18КН, Д-240, Д-65Н. Д-260 реализован объемно-пленочный способ смесеобразования, при использовании камеры ЦНИДИ наиболее приближенный к пленочному.

В дизелях (ЯМЗ, СМД-60, А-440, А-01, Perkins и др.) с тороидальными КС и сферическими (Д-21, Д-145, Д-120, Д-144) осуществлено объемно-пленочное смесеобразование, приближенное к объемному. В этих КС при смесеобразовании более значительной оказывается роль организованного движения воздуха.

В зарубежных дизелях Deutz-Fahr и отечественном ЗИЛ-645 применено пристеночное смесеобразование. КС представляет собой цилиндрическую камеру с полусферическим дном. Топливо подается параллельно образующей цилиндра камеры сгорания, а в самой камере обеспечивается интенсивное вращательное движение воздуха. Смесеобразование развивается во вращающемся слое вблизи стенок КС. Первоначально воспламеняется, что приводит к возникновению вращающегося пламени. Дальнейшее развитие принципы пристеночного смесеобразования получили в так называемом «Н»-процессе.

Анализ принятых способов смесеобразования показывает особенно важную роль топливоподающих систем в организации смесеобразования и, как следствие, зависимость экономических, экологических и ресурсных показателей дизелей (табл.1). В этой связи при эксплуатации обеспечение заданных параметров топливоподачи, установленных в соответствии с принятым способом смесеобразования и камерой сгорания, является важнейшей задачей.

Таблица 1 Значения параметров дизелей с различными камерами сгорания

Дизели сельскохозяйственного назначения с КС	$(dp/da)_{max}$, МПа/град	Максимальное давление сгорания, P_Z МПа	Удельный эффект. расход топлива g_e, г/(кВт*ч	Максимальное давление впрыскивания $P_{ФMAX}$, МПа	Давление начала впрыскивания $P_Ф$, МПа	Процентное отношение кол-ва топлива в объеме КС к пленке на стенках КС
С разделенными камерами: - вихрекамерные и предкамерные	0,15÷0,5	6,3÷7,0	250÷275	20÷40	12÷15	-
С неразделенными и полу-разделен.: - Гессельмана	0,7÷1,3	9÷12	200÷230	100÷150	20÷25	100/0
-тороидальные ЯМЗ, Ford, Perkins	0,5÷0,8	7÷9	215÷250	50÷60	17,5÷25	60÷40/40÷60
-ЦНИДИ	0,5÷0,7	7÷9	215÷250	50÷60	17,5÷23	40÷60/60÷40
-MAN	0,3÷0,45	6÷8	200÷240	30÷35	14,5÷17,5	5÷10/95÷90
-Deutz	0,2÷0,3	<7,5	200÷240	25÷35	17÷26	65÷80/35÷20

2. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЮЩИХ СИСТЕМ В ДИЗЕЛЯХ

2.1. Схемы питания топливом и работа ТНВД

Система питания дизельного двигателя предназначена для очистки и подачи в цилиндры необходимого количества топлива и воздуха и выпуска отработавших газов.

В зависимости от типа топливная система включает в себя большинство из следующих элементов: топливный бак, топливопроводы низкого и высокого давления, фильтры грубой и тонкой очистки топлива, топливоподкачивающий насос, топливный насос высокого давления, узлы дозирования и распределения топлива, форсунки (рис.3). В топливную систему входят также вспомогательные узлы: топливопрокачивающие помпы, регуляторы, различного рода корректоры, устройства опережения впрыскивания, подогреватели топлива и др.

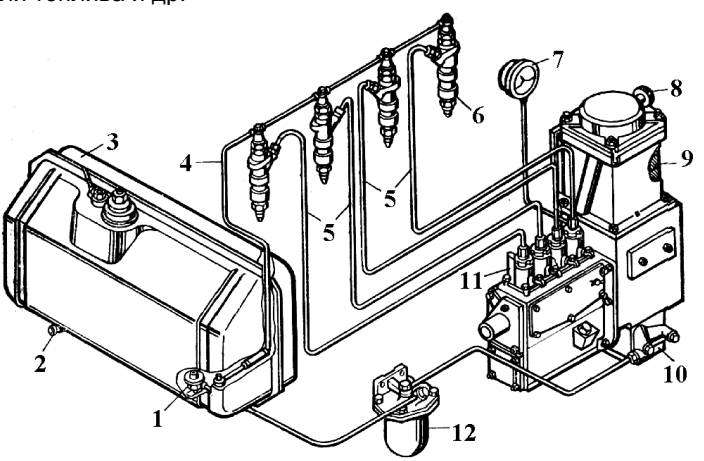


Рис. 3. Топливная система трактора Т-130:
1 и 2– проходной и сливной краны; 3– топливный бак; 4– сливной топливопровод от форсунок; 5 – топливопроводы высокого давления; 6 – форсунка; 7 – указатель давления топлива; 8 – болт для прокачки топлива; 9 – фильтрующий элемент фильтра тонкой очистки; 10 – подкачивающий насос; 11 – секция топливного насоса высокого давления; 12 – фильтр грубой очистки.

Наибольшее распространение в связи с надежностью работы и простотой конструкции получили топливные системы непосредственного действия с механическим приводом. Такие системы могут выполняться раздельными (насос высокого давления и форсунка соединены нагнетательным трубопроводом) и совмещенными (насос – форсунки).

По схеме циркуляции топлива в системе питания их разделяют на тупиковую, проточную и замкнутую.

В тупиковой системе топливо циркулирует только в одном направлении (рис.4, а). Топливо из бака 1 через фильтры грубой 2 и тонкой 7 очистки

подается подкачивающим насосом 3 к топливному насосу высокого давления 6 и далее в форсунки 5. В случае повышения давления необходимое значение его устанавливают редукционным клапаном 8. Давление топлива перед входом в головку ТНВД контролируют по манометру 4.

Тупиковую систему применяют, например, на тракторах, выпускаемых Челябинским тракторным заводом.

Преимущество тупиковой системы состоит в том, что объем проходящего через фильтр тонкой очистки топлива соответствует его количеству, подаваемому в цилиндры двигателя. При этом скорость движения топлива через фильтрующие элементы сравнительно мала, что создает хорошие условия для его фильтрации.

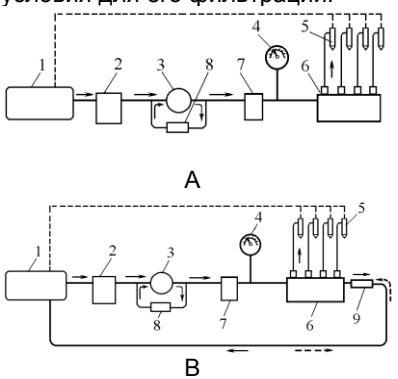


Рис. 4 Системы циркуляции топлива: а– тупиковая; б– замкнутая; в– проточная: 1- топливный бак; 2 и 7 – фильтры грубой и тонкой очистки; 3 – топливоподкачивающий насос; 4 – манометр; 5 – форсунки; 6 – ТНВД; 8 – редукционный клапан; 9 – перепускной клапан.

К недостаткам системы относится зависимость давления во впускной полости насоса высокого давления от состояния фильтра тонкой очистки и режима работы двигателя. Изменение давления влияет на параметры работы насоса высокого давления: количество подаваемого топлива, неравномерность и угол опережения впрыска топлива. Недостатком является также завоздушивание системы пузырьками воздуха и газа, попавшими в топливо или образовавшимися при работе двигателя.

В **замкнутой системе** топливо поступает из бака 1 (рис. 4 б) через фильтр грубой очистки 2 под действием разряжения, создаваемого подкачивающим насосом 3. В схеме предусмотрены два клапана, регулирующие давление топлива - редукционный 8 и перепускной 9. Топливо циркулирует по кругу, в который включены подкачивающий насос 3, фильтр тонкой очистки 7 и насос высокого давления 6. Редукционный клапан 8 ограничивает давление, создаваемое подкачивающим насосом перед фильтром тонкой очистки. Редукционный клапан или совмещен с подкачивающим насосом, или конструкция подкачивающего насоса такова, что максимальное давление саморегулируется за счет демпфирующего действия пружины, обеспечивающей рабочий ход поршня (применяется в подкачивающих насосах поршневого типа). Давление, создаваемое при работе подкачивающего насоса, зависит от физических свойств применяемого топлива и характеристик фильтра. Чем выше, например, вязкость топлива и сопротивление фильтра, тем большее давление нужно для преодоления этого сопротивления. Избыточное давление, на которое регулируют редукционные клапаны, колеблется в пределах 0,25÷0,4 МПа.

Перепускной клапан расположен за насосом высокого давления и поддерживает давление на участке за топливным фильтром тонкой очистки, то есть во впускной полости насоса высокого давления. Это необходимо для достаточного наполнения топливом надплунжерных полостей и поддержания требуемой производительности аппаратуры на всех режимах работы двигателя. Конструктивно клапан обычно расположен в головке насоса высокого давления, его регулируют на давление 0,07...0,25 МПа, но иногда он располагается в корпусе фильтра тонкой очистки топлива.

Замкнутую схему применяют в большинстве дизелей сельскохозяйственного назначения, в частности на тракторах МТЗ-82, ЮМЗ-6Л/Н, Т-40, Т-25А, Т-16М, Т-4, Т-70С, ДТ-75М.

Преимущество замкнутой системы - многократная циркуляция и очистка топлива в фильтре тонкой очистки, поскольку производительность подкачивающего насоса в несколько раз превышает потребление. Положительным в этой системе также является то, что стабильное давление во впускной полости насоса высокого давления поддерживается перепускным клапаном, и оно в меньшей мере зависит от сопротивления фильтра тонкой очистки.

Однако в этой схеме возможны условия, при которых насос высокого давления будет работать на неочищенном топливе. Если подача топлива к впускной полости насоса из-за несвоевременной замены элемента фильтра тонкой очистки резко снизится или совсем прекратится, то в этой полости при недостатке топлива может создаться разрежение. В случае недостаточной герметичности перепускного клапана неочищенное топливо подсасывается из бака в обход фильтра тонкой очистки. Путь неочищенного топлива показан на схеме пунктирными стрелками. Поэтому при ремонте топливной аппаратуры необходимо проверять герметичность перепускного клапана на приборе для регулировки форсунок, а в эксплуатации необходим постоянный контроль за давлением во впускной полости системы, особенно при работе дизеля под нагрузкой, когда расход топлива достигает наибольшего значения и загрязненный фильтр не успевает его пропускать. В этой схеме также отсутствуют условия для отделения пузырьков воздуха и газов, попавших с топливом.

При работе форсунок топливо, находящееся при впрыскивании под большим давлением, просачивается сквозь зазор между иглой и корпусом распылителя. Во всех современных дизелях просочившееся топливо собирается в трубопроводы, присоединенные к форсункам, и отводится в топливный бак или фильтры (в некоторых дизелях часть его поступает во впускную трубу для промывки компрессорной части турбины, смазывания впускных клапанов и их седел).

Наиболее уязвимым местом тупиковой и замкнутой систем подачи топлива при низких температурах эксплуатации является участок от топливного бака до подкачивающего насоса. Здесь топливо подается самотеком или под влиянием разрежения, создаваемого подкачивающим насосом и любые агрегаты на линии всасывания (фильтр грубой очистки, топливопроводы, краны) могут нарушить подачу загустевшего топлива.

В **проточной системе** (рис. 4 в) топливо циркулирует по кругу, в который последовательно включены все агрегаты топливной системы. Все топливо, проходящее через перепускной клапан, направляется в бак. Сюда же сливается просочившееся из форсунок топливо.

Проточная система может быть выполнена в двух модификациях: перепускаемое топливо сливается в верхнее надтопливное пространство бака или подается к нижнему заборному штуцеру. В первом случае снижается температура топлива в системе, стабилизируются регулировочные параметры аппаратуры, а также из топлива удаляются воздушные и газовые пузырьки. Во втором случае улучшается эксплуатация топливной системы в зимнее время, так как перепускаемое топливо разогревает заборный штуцер бака, топливопровод от него и далее фильтр грубой очистки. Такая система применена на тракторах Т-150К и К-701.

В проточную систему питания топливом обычно входят топливный бак 1, фильтры грубой 2 и тонкой 7 очистки, топливоподкачивающий насос 3 и топливный насос 6 с регулятором и ограничителем дымления, форсунки 5, топливопроводы высокого и низкого давления.

Из бака топливо поступает в фильтр грубой очистки, где освобождается от воды и механических примесей размером более 0,09 мм. Далее с помощью топливоподкачивающего насоса оно направляется в фильтр тонкой очистки, где происходит окончательная фильтрация топлива. После этого топливо поступает в топливный насос высокого давления (ТНВД), откуда по топливопроводам высокого давления поступает к форсункам и впрыскивается в камеру сгорания. Дренажное топливо из форсунок отводится в бак.

Преимущества и недостатки этой системы такие же, как и у замкнутой.

Системы с насос – форсунками вследствие малых объемов полостей сжатия и отсутствия колебательных процессов в нагнетательном тракте могут обеспечить очень высокие давление впрыскивания и цикличность работы дизеля. Несмотря на сложности конструкции и регулировки интерес к этим системам повышается в связи с новыми требованиями по обеспечению экологических показателей дизелей.

Топливная аппаратура проектируется из условия обеспечения требуемой величины цикловой подачи. Цикловая подача топлива представляет объем (массу) топлива, подаваемого в цилиндр за одно впрыскивание. При этом для обеспечения внешнего воздействия на режим работы двигателя предусматривается возможность регулирования цикловой подачи.

Широко применяются способы дозирования цикловой подачи, основанные на изменении момента начала отсечки конца подачи плунжера (рис.5, а,в) или степени дросселирования подачи топлива, поступающего в надплунжерное пространство (рис.5 , б).

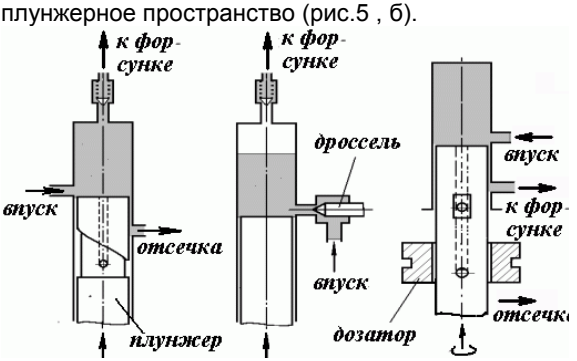


Рис. 5 Схемы способов изменения цикловой подачи топлива: а , в – отсечкой конца подачи плунжера; б – дросселированием на впуске.

Дросселирование цикловой подачи по схеме рис. 5 а наиболее широко распространено в конструкциях рядных ТНВД. Основой каждой нагнетательной секции (рис.6) является плунжерная пара, состоящая из плунжера 9 и втулки 1. Эти детали подбирают селективно друг к другу с зазором 0,001÷0,002 мм и в процессе эксплуатации их разукомплектовывать нельзя.

Втулка 1 плунжера крепится в корпусе ТНВД за утолщение в верхней части. Там же расположены впускное 8 и выпускное (отсечное) 3 окна. Обычно впускное окно расположено выше отсечного, но иногда их располагают на одном уровне или выполняют только одно отверстие. Верхний торец втулки плунжера сопрягается с нагнетательным клапаном и имеет прецизионную поверхность.

Помимо вертикального канала 10 плунжер 9 имеет спиральную проточку с фрезерованной отсечной кромкой 2 на боковой стороне, необходимую для управления подачей топлива.

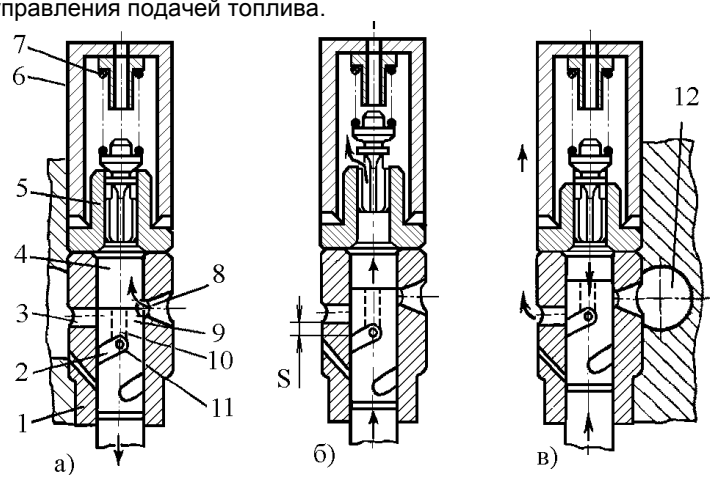


Рис. 6 Схема работы нагнетательной секции: а) наполнение, б) начало подачи, в) конец подачи; 1- втулка плунжера; 2- отсечная кромка; 3- выпускное окно; 4- надплунжерная полость; 5- нагнетательный клапан, 6- штуцер; 7- пружина; 8- впускное окно; 9- плунжер; 10- вертикальный канал плунжера; 11- горизонтальный канал плунжера; 12- подводящий канал в корпусе насоса; S- активный ход плунжера.

В современных плунжерных парах нагнетательных секциях для разгрузки боковых сил используются плунжеры с двумя канавками, расположенными диаметрально противоположно.

Утечка топлива через зазор между плунжером и втулкой может привести к разжижению масла в системе смазки. Для отвода просочившегося топлива может выполняться кольцевая проточка, соединяющаяся с топливным каналом через отдельный канал или отверстие.

Работа нагнетательной секции насоса состоит из следующих процессов: наполнения, обратного перепуска, подачи топлива, отсечки и перепуска в сливной канал. Наполнение топливом надплунжерной полости 4 в гильзе (рис.6,а) происходит при движении плунжера 9 вниз, когда он откры-

вает впускное отверстие 8. С этого момента топливо начинает поступать в полость над плунжером, под давлением, создаваемым топливным насосом низкого давления.

При перемещении плунжера вверх под действием набегающего кулачка вначале происходит обратный перепуск топлива в подводящий канал через впускное отверстие 8. Как только торцовая кромка плунжера перекрывает впускное отверстие, обратный перепуск топлива прекращается и повышается давление топлива. Под действием резко возросшего давления топлива нагнетательный клапан 5 открывается (рис.6, б), что соответствует началу подачи топлива.

Углом геометрического начала подачи топлива (ГНПТ) называют угол между осью профиля кулачка 8 (рис.7) и осью плунжера 5 в момент, когда торец 2 плунжера только что перекрыл впускное отверстие 3 втулки плунжера. У ТНВД с несимметричным профилем угол ГНПТ измеряется в миллиметрах от положения торца плунжера в нижней мертвой точке до положения, когда его торец только что перекрыл впускное отверстие втулки.

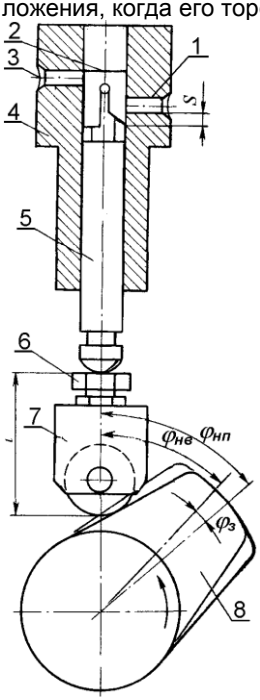


Рис. 7 Схема измерения угла опережения впрыска (действительного начала подачи) и угла геометрического начала подачи топлива:

1 – отсечное окно втулки плунжера; 2 – торец плунжера; 3 – впускное окно; 4 – втулка плунжера; 5 – плунжер; 6 – регулировочный болт толкателя; 7 – толкатель плунжера; 8 – кулачек вала насоса; S – геометрический активный ход плунжера; l – длина толкателя; $\varphi_{и.п.}$ – угол геометрического начала подачи топлива; $\varphi_{и.в.}$ – угол начала впрыска; $\varphi_З$ – угол запаздывания начала впрыска топлива.

Углом действительного начала подачи топлива называют угол $\varphi_{нв}$ между осью профиля кулачка и осью плунжера в момент начала выхода струи топлива из распылителя форсунки или в момент начала подъема иглы распылителя. Угол начала впрыска меньше угла геометрического начала подачи на угол $\varphi_з$ запаздывания начала впрыска.

Подача топлива нагнетательной секцией продолжается до момента, пока отсечная кромка 2 плунжера не откроет перепуск топлива в сливной канал насоса высокого давления через отсечное окно 3 в гильзе. Поскольку давление в нем значительно ниже, чем в полости над плунжером, происходит перепуск топлива в сливной канал. При этом давление над плунжером резко падает и нагнетательный клапан быстро закрывается, отсекая топливо и прекращая подачу (рис. 6, в).

Для изменения угла опережения впрыска топлива при пуске двигателя на верхнем торце плунжера может выполнятся специальная проточка. На режиме пусковой подачи она совпадает с впускным окном втулки, в результате чего момент начала впрыска топлива наступает несколько позже.

Количество топлива, подаваемого нагнетательной секцией насоса за один ход плунжера с момента закрытия впускного отверстия в гильзе до момента открытия выпускного отверстия, называемого активным ходом, определяет теоретическую подачу секции. Действительно подаваемое количество топлива - цикловая подача - отличается от теоретического, так как существуют утечки через зазоры плунжерной пары, возникают другие явления, влияющие на действительную подачу. Разница между цикловой и теоретической подачами учитывается коэффициентом подачи, который составляет 0,75…0,9.

С изменением нагрузочного и скоростного режимов работы двигателя должно изменяться количество топлива которое впрыскивается в цилиндр или вытесняется плунжером за время подхода его отсечной кромки к выпускному окну гильзы. Чем позднее открывается отсечное окно, тем большее количество топлива может быть подано в цилиндр.

Таким образом, время подачи, а следовательно, и количество впрыскиваемого топлива находится в прямой зависимости от расстояния S (рис. 6, б), называемого **активным ходом плунжера** и соответствующего заданной подаче топлива. Для уменьшения количества топлива выдвигают рейку управления плунжерами, поворачивая их в сторону приближения отсечной кромки 2 к выпускному окну 3 гильзы. Тогда при движении каждого плунжера вверх активный ход плунжера S уменьшается и в цилиндр впрыскивается меньше топлива.

Если выдвинуть рейку управления плунжерами до конца, они повернутся в положение совпадения канала 2 плунжера отсечным окном 3. В этом случае отверстие для слива будет сообщаться с надплунжерной полостью и при перемещениях плунжера 3 над ним не будет создаваться давление топлива, а следовательно, подача топлива прекратится. Это положение плунжеров относительно гильз, достигаемое максимальным выдвижением рейки, используется для останова двигателя.

На многих дизелях легковых автомобилей применяют **насосы распределительного типа**, обеспечивающие работу нескольких форсунок (цилиндров) от одной нагнетательной секции. Эта нагнетательная секция состоит из трех прецизионных деталей: плунжера 1, втулки 3 и дозатора 2. Плунжер движется вверх под действием кулачка или специальной профильной шайбы с выступами, имеющими профиль кулачка, а обратно — под действием пружины. Число кулачков (выступов на шайбе) равно числу цилиндров. Во время работы плунжер совершает возвратно-поступательное и вращательное движение.

При движении плунжера вниз (рис.8, *I*) надплунжерная полость *В* наполняется через впускное окно Вп топливом. При движении вверх (рис.8, Б) плунжер перекрывает впускное окно — наступает сжатие топлива (Рис.8,*II*). В этот момент распределительная проточка *Г* подходит к каналу $Ф_2$, по которому топливо подается ко второй форсунке - это момент начала подачи.

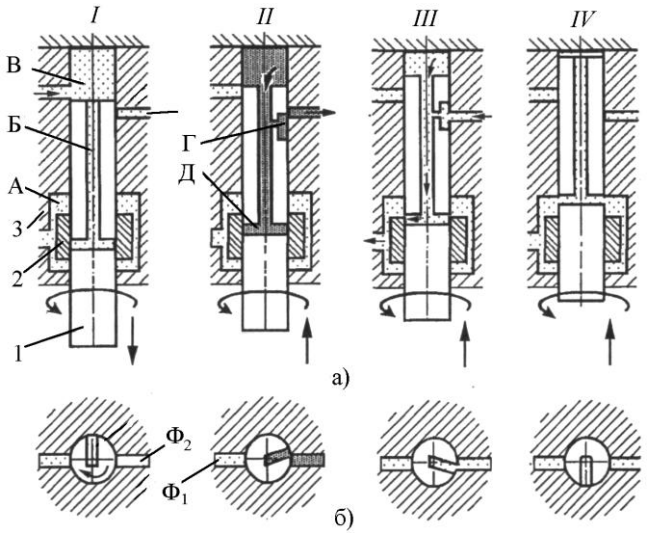


Рис. 8 Схема действия плунжерной пары насоса распределительного типа: а- работа нагнетательной секции двухцилиндрового дизеля; б- положения распределительной проточки плунжера при подаче топлива к форсункам; *I*-процесс наполнения; *II*- процесс нагнетания и распределения; *III*- момент окончания подачи (отсечка подачи); *IV*- последующее движение плунжера; *А*- полость низкого давления; *Б*- канал в плунжере; *В*- нагнетательная полость; *Г*- распределительная проточка; *Д*- отсечной канал; $Ф_1$- канал к первой форсунке; $Ф_2$ - канал ко второй форсунке; 1- плунжер; 2- дозатор; 3- втулка плунжера.

Подача происходит до тех пор, пока отсечной канал *Д* не выйдет за обрез дозатора 2 (рис.8, *III*). Давление в полости *А* составляет 0,12...0,15 МПа, а над плунжером — до 50 МПа, из-за чего давление в полости *В* резко падает — это момент отсечки подачи. Перемещение плунжера от момента перекрытия впускного окна до выхода отсечного канала из-под дозатора является активным (рабочим) ходом плунжера.

При дальнейшем движении (рис.8, *IV*) плунжер вытесняет топливо из полости *В* которое по каналу *Б* и отсечному каналу *Д* перетекает в полость *А*, а из нее на вход к подкачивающему насосу.

Через пол-оборота плунжер при следующем ходе вверх повернется распределительной проточкой к каналу $Ф_1$ первой форсунки, и подача начнется в первый цилиндр. За рабочий цикл двигателя (два оборота коленвала) плунжер совершает один оборот и столько ходов, сколько он обслуживает цилиндров.

Цикловая подача регулируется перемещением вверх-вниз дозатора 2. Если передвинуть дозатор вверх, то отсечной канал плунжера позже выйдет из-под обреза дозатора, активный ход плунжера увеличится и подача станет больше. При перемещении дозатора вниз — наоборот. В самом нижнем положении дозатора подачи не будет.

Момент начала подачи регулируют толкателем. Так как плунжер один, то перекрытие впускного окна происходит для всех цилиндров при одном и том же угле поворота кулачкового вала. Чтобы изменить угол опережения начала подачи сразу для всех цилиндров, изменяют высоту толкателя.

По сравнению с рядными ТНВД у насосов распределительного типа (одноплунжерных) меньше прецизионных пар, следовательно, они проще по конструкции и дешевле. У них меньшее число регулировок, габаритные размеры и масса. С другой стороны рядные насосы обладают большей долговечностью, стабильностью в работе, проще в техническом обслуживании.

Для улучшения процесса подачи топлива рабочую полость насоса отделяют от топливопровода высокого давления нагнетательным клапаном. Нагнетательные клапаны предназначены для быстрой разгрузки топливопровода высокого давления после окончания впрыскивания до определенного остаточного давления и поддержания данного давления до следующего впрыска.

Резкое снижение давления топлива необходимо для быстрого и четкого закрытия распылителя форсунки, что предотвращает появление нежелательных подвпрысков топлива. Остаточное давление в топливопроводе позволяет снизить время движения волны высокого давления от плунжера до форсунки.

Различают нагнетательные клапаны грибкового типа с объемной разгрузкой, двойного действия с дросселем обратного хода и постоянного давления. Клапан грибкового типа (рис.9) состоит из седла 1, клапана 2, пружины 3 и нажимного штуцера 4, которым весь клапан прижат к торцу втулки плунжера. Коническая (запорная) часть клапана 3, разгрузочный поясок 2 и седло 1 являются прецизионными деталями. Пружина 5 создает давление на клапан до 1 МПа. При нагнетательном ходе плунжера клапан поднимается и пропускает топливо в топливопровод по каналам крестообразного сечения или по кольцевому зазору суженной части. При отсечке подачи давление под клапаном падает. Под действием пружины и давления сверху клапан садится конусной запорной частью в гнездо, изолируя рабочую полость, что препятствует перетеканию в нее топлива из топливопровода.

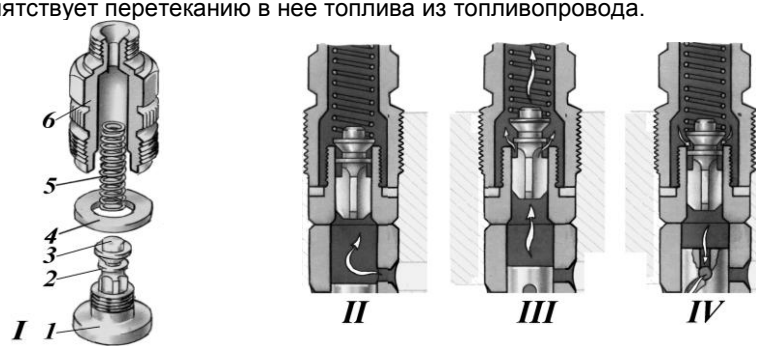


Рис.9. Нагнетательный клапан грибкового типа: I – устройство; II – клапан закрыт; III – впрыск топлива; IV – разгрузка топливопровода. 1 - седло клапана; 2 – разгрузочный поясок; 3 – клапан; 4 – уплотнительная шайба; 5 – пружина; 6 – нажимной штуцер.

С момента входа разгружающего пояска в направляющее отверстие клапан разгружает топливопровод от высокого давления, совершая насосное действие. Это обеспечивает резкое окончание подачи топлива и препятствует появлению повторных впрысков. Степень разгрузки топливопровода и остаточное давление в нем зависят от диаметра направляющей части клапана и ширины разгрузочного пояска и обычно составляет 2...4 МПа.

Клапаны двойного действия (рис.10) имеют два клапана: запорный 3 и разгрузочный 6. При отсечке подачи запорный клапан перекрывает топливопровод, а разгрузочный пропускает часть топлива из него в надплунжерное пространство. Количество этого топлива и, соответственно, остаточное давление в топливопроводе и форсунке определяются диаметром жиклера и усилием в запорном клапане нажимной пружины 7.

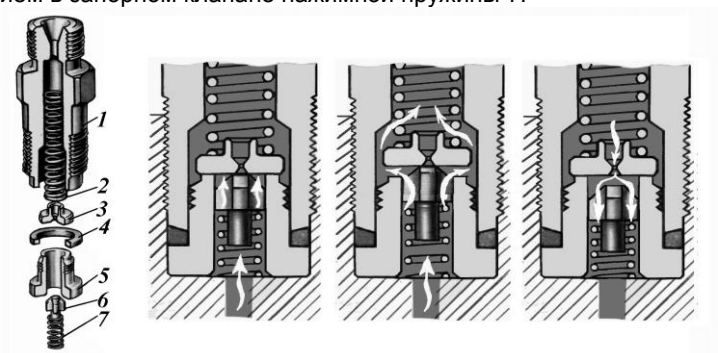


Рис.10 Нагнетательный клапан двойного действия: 1 – нажимной штуцер; 2 и 7- пружины; 3 – запорный клапан; 4 – уплотнительное кольцо; 5 – седло клапана; 6 – разгрузочный клапан.

В качестве корпуса клапана для давления до 30 МПа используется пластина, а для больших давлений - направляющий конус.

Клапаны постоянного давления используется с ТНВД, развивающими давление свыше 80 МПа на небольших высокооборотистых двигателях с непосредственным впрыском (рис.11). Этот клапан состоит из нагнетательного клапана, работающего в направлении подачи топлива и обратного клапана 2, удерживающего давление, работающего в направлении обратного потока. Последний клапан между впрысками поддерживает статический уровень давления как можно более постоянным, таким же, как и при всех других рабочих режимах. Преимущества клапана постоянного давления заключаются в устранении кавитации и улучшении гидравлической стабильности.

Иногда нагнетательный клапан используют для корректирования характеристики цикловой подачи топлива по частоте вращения коленчатого вала. С этой целью проходное сечение нагнетательного клапана делают плавно сужающимся к разгрузочному поясу. В случае уменьшения частоты вращения вала топливного насоса скорость топлива в пазах клапана также уменьшается, вследствие чего падает разность давлений до и после клапана, что приводит к меньшему сжатию пружины и уменьшению подъема клапана. В этих условиях при подсадке клапан будет совершать меньший ход и в меньшей степени разгружать трубопровод высокого давления после

окончания подачи топлива. При большем остаточном давлении в трубопроводе в последующем цикле для сжатия топлива будет затрачиваться меньшая часть хода плунжера и, поэтому, будет увеличиваться цикловая подача.

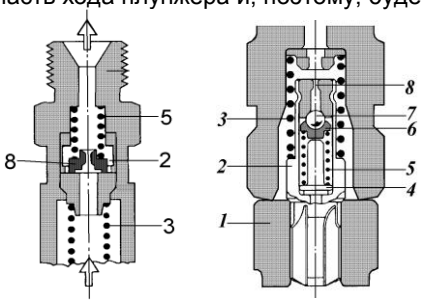


Рис. 11 Штуцер ТНВД с нагнетательным клапаном:
а - с клапаном объемного разгрузки и ограничением обратного потока:
b - с клапаном постоянного давления;
1 - корпус нагнетательного клапана; 2 - обратный клапан; 3 – пружина запорного; 4- ограничитель хода; 5- пружина обратного клапана; 6 - седло клапана;7-запорный клапан;8-жиклер

Аналогично работают клапаны имеющие лыски на разгрузочном пояске или жиклеры-демпферы, благодаря которым при малой подаче топлива клапан полностью не поднимается и при посадке отсасывает меньшее количество топлива, чем обеспечивается нужное остаточное давление.

Поскольку современные дизельные двигатели работают в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, то цикловая подача $q_ц$ должна изменяться в соответствии с заданной программой: с уменьшением частоты вращения от номинальной при неизменном положении рычага управления $q_ц$ должна возрастать до частоты вращения $n_{кр}$, соответствующей максимальному крутящему моменту дизеля, затем уменьшаться, особенно в дизелях с турбонаддувом, чтобы исключить дымление и излишние перегрузки на детали дизеля. В зоне пусковых частот ($n_п$ = 50-200 мин$^{-1}$) $q_ц$ должна снова возрастать.

Требуемое увеличение подачи топлива на режиме максимального крутящего момента составляет $q_{ц\ max}$ = (1,1-1,3) $q_{ц\ ном}$, а на режиме пуска $q_{ц.п}$= (1,5-2) $q_{ц\ ном}$.

Система регулирования топливоподачи должна ограничивать максимальную частоту вращения холостого хода n_{max} и обеспечивать автоматическое поддержание устойчивой частоты вращения на режимах холостого хода, включая минимальную частоту холостого хода n_{min}, которая у современных дизелей составляет n_{min}= 400-800 мин$^{-1}$.

Рассмотрим работу дизеля при прямом соединении рычага управления с рейкой ТНВД, в частности зависимость цикловой подачи топлива от частоты вращения при фиксированном положении рейки (**скоростная характеристика** рис.12). Видно, что уменьшение скоростного режима приводит к прогрессивному снижению цикловой подачи топлива Происходит это, в основном, по двум причинам. Во-первых, со снижением частоты вращения период времени, в течении которого производится впрыск, возрастает, в связи с чем большее количество топлива просачивается через сопряжения прецизионных соединений. В результате цикловая подача топлива снижается. Во-вторых, с уменьшением скоростного режима снижается дросселирование топлива в линии наполнения надплунжерного пространства, что ведет к соответствующему изменению активного хода плунжера и, как следствие, к уменьшению цикловой подачи топлива.

Возрастание нагрузки на двигатель способствует снижению частоты вращения, что вызывает уменьшение цикловой подачи. В результате вновь снизится частота вращения и т.д. вплоть до полной остановки двигателя. При падении нагрузки частота вращения возрастает, вызывая увеличение подачи топлива, что приводит к бесконтрольному росту частоты вращения («разносу» двигателя). В этой связи в конструкциях ТНВД непосредственного действия предусматриваются дополнительные устройства, позволяющие обеспечить желаемый характер изменения цикловой подачи от скоростного режима.

Для выполнения данных требований ТНВД может иметь следующие регулирующие устройства:

регулятор частоты вращения – необходимый для ограничения максимальной частоты вращения;

корректор цикловой подачи топлива - обеспечивающий увеличение подачи топлива на режимах перегрузки дизеля;

антикорректор - уменьшающий подачу топлива для снижения дымности отработавших газов;

пусковой обогатитель подачи топлива;

пневмокорректор (для дизелей с турбонаддувом) – изменяющий подачу топлива в зависимости от давления наддува;

упор минимальных оборотов холостого хода;

с**топ-устройство** для остановки дизеля.

На рис. 12 показаны типовые характеристики топливного насоса, снятые на безмоторном стенде.

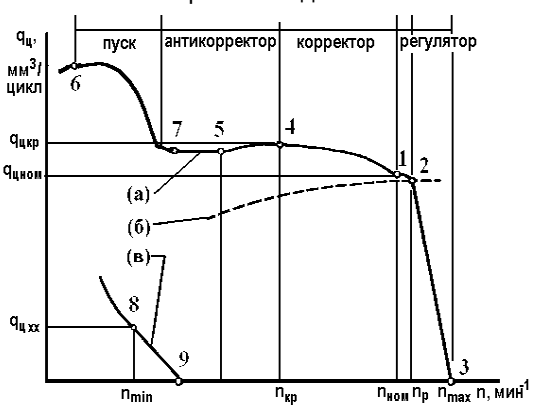


Рис.12. Характеристики ТНВД:
а) регуляторная внешняя,
б) скоростная,
в) регуляторная частичная.
1-номинальный режим,
2-начало действия регулятора,
3-полное отключение подачи,
4-режим перегрузки,
5-режим антикорректора,
6-пусковой режим,
7-выключение пускового обогатителя,
8-минимальный холостой ход,
9-отключение подачи холостого хода.

Внешняя регуляторная характеристика является основной характеристикой ТНВД, определяющей его основные регулировочные параметры. Она снимается путем изменения частоты вращения при положении рычага управления в положении максимальной подачи.

За точку отсчета принимается номинальный режим (точка 1 [$n_{ном}$; $q_{ц\,ном}$]). Рейка ТНВД находится на упоре, обеспечивая стабильность цикловых подач топлива в некотором диапазоне изменения частоты вращения ($n_{ном}$-$n_р$). При увеличении частоты вращения регулятор начинает перемещать рейку ТНВД (точка 2 [$n_р$; $q_{ц\,ном}$]), снижая подачу топлива вплоть до полного выключения (точка 3 [n_{max}; $q_ц$=0]). При работе на двигателе уменьшение подачи

топлива приводит к падению частоты вращения, что вызывает возврат к номинальному режиму работы. Таким образом достигается автоматическое поддержание заданного скоростного режима работы дизеля.

При возрастании нагрузки на двигатель частота вращения кулачкового вала ТНВД снижается. Под действием корректора рейка перемещается в сторону увеличения подачи топлива (точка 4 [$n_{кр}$; $q_{ц\ кр}$]), что приводит к возрастанию крутящего момента двигателя, преодолению перегрузки и автоматическому возврату к номинальному режиму (точка 1 [$n_{ном}$; $q_{ц\ ном}$]).

Отношение цикловой подачи на режиме перегрузки к ее номинальному значению называется коэффициентом коррекции K= $q_{ц\ кр}$ /$q_{ц\ ном}$. Для автомобильных дизелей он равен -1.05÷1.1, для тракторных – 1,15÷1.25.

Если нагрузка слишком велика и частота вращения продолжает снижаться, то дальнейшее увеличение подачи приведет к повышенному дымлению и ухудшению рабочего процесса. Для избежания этого в работу вступает антикорректор, уменьшая подачу топлива (т.5). Пусковой обогатитель включается при остановке двигателя или при частоте вращения менее 200 мин$^{-1}$ (т.6) и выключается при заданной частоте вращения (т.7).

Частичная регуляторная характеристика показывает изменение цикловой подачи топлива в зависимости от частоты вращения при промежуточных положениях рычага управления (в данном случае на упоре минимальной частоты вращения холостого хода).

Работу регулятора оценивают **степенью его неравномерности** $\delta_р$, которая показывает его чувствительность к изменению частоты вращения и характеризует быстроту перемещения рейки ТНВД:

$$\delta_р = \frac{(n_{max} - n_{ном})}{n_{ном}}.$$

Степень неравномерности регуляторов тракторных дизелей находится в пределах 0.07÷0.08. При изменении положения рычага управления в сторону снижения скоростного режима $\delta_р$ увеличивается и в области минимально-устойчивой частоты вращения составляет 0.4÷0.45.

Надежность работы и закон подачи топлива во многом определяется способом привода плунжера.

Схемы привода плунжеров с внешним торцевым (кулачковой шайбой), и внутренним кулачковым профилем (рис.13) .

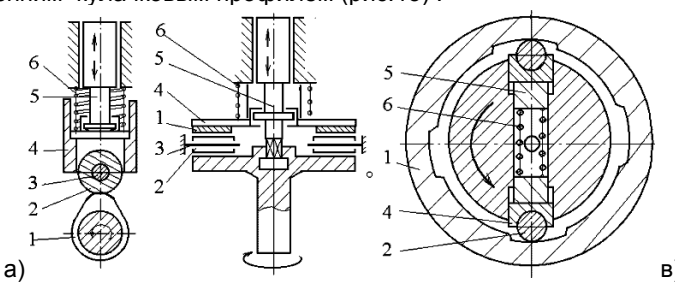


Рис.13 Схемы привода плунжеров: а– с внешним цилиндрическим профилем; б– с торцевым кулачковым профилем; в– с внутренним цилиндрическим профилем: 1 – кулачковый вал; 2 – ролик толкателя; 3 – ось ролика толкателя; 4 – толкатель; 5 – плунжер; 6 – пружина.

2.2. Топливные фильтры и соединительная арматура

Надежность работы двигателя во многом определяется качеством очистки топлива и воздуха. Техника в сельском хозяйстве эксплуатируется в условиях высокой концентрации пыли и влаги, в связи с чем в системах питания дизелей применяется довольно сложная система очистки.

С целью улучшения качества очистки топлива на современных дизелях применяют многоступенчатые фильтрующие элементы, обеспечивающие коэффициент отсева 97-98% и тонкость отсева до 2 мкм.

Для дизельного топлива обычно применяют следующую последовательность очистки: предварительная, грубая, тонкая и предохранительная.

Фильтры предварительной очистки предназначены для удержания крупных механических частиц. Их устанавливают в емкостях для хранения и транспортирования топлива, в заливных горловинах расходных цистерн и баков, на заборных трубах расходных емкостей. Они представляют собой металлические сетки, обтягивающие цилиндрический каркас из оцинкованного листового железа, заливные горловины или заборные трубки. Сетки изготовляют квадратного или саржевого плетения. Материалом для них служат нержавеющая сталь, никель, фосфористая бронза, медь, латунь, монель-металл, обычная сталь с антикоррозионным покрытием и другие металлы. Сетки квадратного плетения фильтров предварительной очистки выполняют с размерами ячеек в свету от 0,25х0,25 мм до 0,5х0,5 мм.

Для защиты внутренней поверхности баков от попадания пыли в горловинах имеются различные фильтрующие набивки, главным образом из мягкой проволоки, которую для лучшего улавливания пыли и защиты от коррозии промасливают. Эти фильтры улавливают частицы размером до 5÷20 мк. В баках часто предусматривают зону для отстоя топлива и заборную трубку с предохранительной сеткой выносят на 50÷100 мм от дна. Этим предупреждают возможность попадания в систему крупных нагнетательных частиц.

Фильтры грубой очистки применяют двух видов: инерционно-отстойного типа (рис. 14) и щелевые (рис.15). Они предназначаются для отсева примесей более 20 - 50 мк и задержания влаги, содержащейся в топливе.

В большинстве случаев устанавливается инерционно-отстойная конструкция фильтра грубой очистки топлива типа ФГ (рис.14). Корпусной деталью фильтра является крышка 3, в которой имеются каналы подвода и отвода топлива, а также закреплена распределительная шайба с фильтрующим элементом 2, задерживающим механические частицы размером более 0,09 мм. К крышке болтами крепится стакан 5. Внутри стакана находится успокоитель 6. Для удаления воды и осевших на дно корпуса механических примесей служит сливная пробка 7 и пробка 4.

При входе в фильтр поток топлива резко меняет свое направление, благодаря чему механические примеси и вода, имеющие больший удельный вес, стремятся сохранить прямолинейное движение и, проходя через кольцевой зазор между успокоителем и стаканом, попадают в зону отстоя.

Техническое обслуживание фильтра заключается в сливе отстоя через каждые 240 моточасов и промывке фильтрующего элемента успокоителя и корпуса через 960...1000 моточасов.

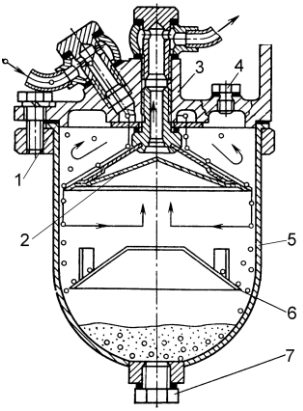


Рис 14 Фильтр грубой очистки типа ФГ: 1– уплотнительное кольцо; 2– фильтрующий элемент; 3- крышка; 4– пробка для выпуска воздуха; 5- стакан; 6 – успокоитель; 7 - сливная пробка.

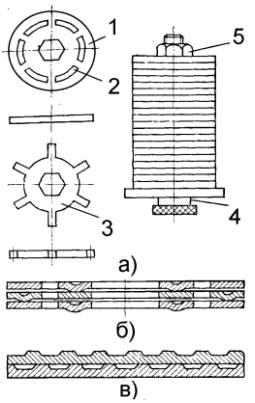


Рис.15 Щелевой фильтр грубой очистки. а,б- пластинчато-щелевой; в- проволочно-щелевой; 1,3-фильтрующая и промежуточная пластины; 2- прорезь; 4-болт; 5- гайка

Пластинчато-щелевые фильтрующие элементы (рис.15 а) состоят из набора фильтрующих 1 и промежуточных 3 пластин, чередующихся между собой или только из одних кольцевых пластин, зазор между которыми образуется выштампованными выступами. Размер фильтрующей щели определяется толщиной промежуточных пластин 3 или подштамповки и составляет 50÷125 мк.

При сборке набор пластин затягивают гайкой 5, а топливо проходит в щели и по кольцевым прорезям 2 поступает на выход из фильтра. Материалом для изготовления пластин служит латунь, нержавеющие стали, пластмасса. Металлические пластины иногда подвергают антикоррозионным покрытиям.

Ленточно-щелевые и проволочно-щелевые фильтрующие элементы (рис. 15 в) представляют собой гофрированные перфорированные стаканы, обвитые лентой или проволокой с выступами таким образом, что между соседними витками образуются щели определенной высоты не пропускающие механические частицы. Для изготовления лент используют латунь, нержавеющую сталь.

Фильтры грубой очистки задерживают в основном крупные частицы, поэтому полнота отсева их небольшая. Они обеспечивают лишь надежность работы топливной аппаратуры, предотвращая возникновение неисправностей аварийного характера (задиров и зависаний плунжеров и игл форсунок, разрывов топливопроводов и других, вызываемых попаданием в топливную аппаратуру крупных частиц механических примесей). Фильтры грубой очистки заметного влияния на износ прецизионных пар не оказывают и не разгружают фильтры тонкой очистки, поэтому в некоторых дизелях их не устанавливают.

Основная очистка топлива производится в **фильтрах тонкой очистки**. Они обеспечивают тонкость отсева 3÷15 мк и полноту отсева 90÷98%. Та-

ким образом, фильтры тонкой очистки удерживают основную часть примесей, поэтому оказывают решающее влияние на износ деталей топливной аппаратуры и являются наиболее ответственным узлом системы очистки.

Фильтры тонкой очистки устанавливают по одному или по два последовательно и располагают после подкачивающего насоса, так как они имеют значительное гидравлическое сопротивление, и протекание через них топлива без принудительного его нагнетания затруднительно. Исключением являются топливные системы с распределительными насосами типа VE, так как у них подкачивающий насос встроен в корпус ТНВД и фильтр располагается непосредственно после топливного бака.

Фильтры тонкой очистки выполняются в одноступенчатом или двухступенчатом вариантах (рис.16) и могут быть объединены с ручным топливопрокачивающим насосом. Корпус фильтра изготовляют штампованным из стали или литым в основном из чугуна или алюминиевого сплава. Крышку выполняют также из чугуна или алюминиевого сплава. Для уменьшения гидравлического сопротивления входные и выходные каналы имеют увеличенные сечения.

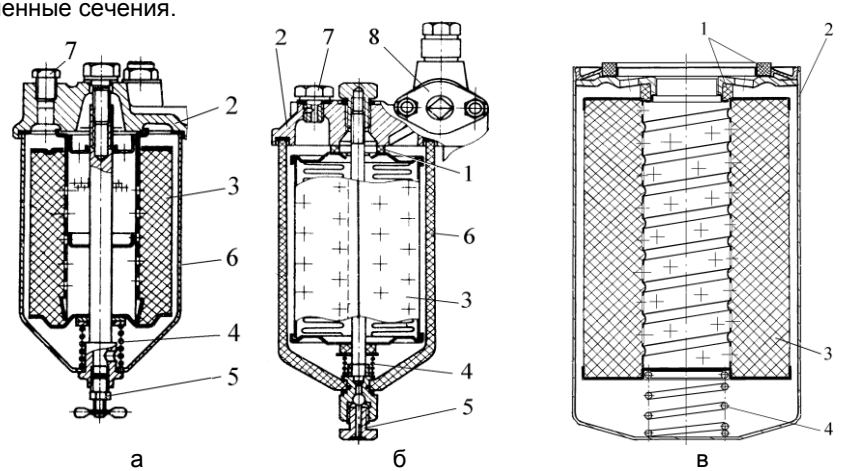


Рис.16 Топливные фильтры тонкой очистки: 1 – уплотнительное кольцо; 2 – корпус; 3 – фильтрующий элемент; 4 – пружина; 5 – сливная пробка; 6 – стакан; 7 – пробка для выпуска воздуха; 8 – кран для очистки элементов противотоком.

Фильтрующие элементы изготовляют из различных материалов: хлопчатобумажная нить, керамика, силикатная или специальная фильтровальная бумага БФДТ. Они выпускаются двух размеров 50х125 и 75х125 мм (первая цифра характеризует диаметр, вторая - длину). В зависимости от мощности дизеля применяют одинарные (ТФ-1, ТФ-2, ТФ-3) или сдвоенные (2ТФ-2 и 3ТФ-3) фильтры.

Бумажные фильтрующие элементы (толщина бумаги до 0.5 мм) изготовляют из целлюлозной массы с добавкой хлопчатобумажных волокон для улучшения пористой структуры и повышения механической прочности. С целью придания влагостойких и гидрофобных (водоотталкивающих) свойств в массу вводят эмульсию латекса (1, 5—3%) парафина (3—6%), кремнийорганические соединения типа КЖ-94 (1, 5- 3%), присадки волокон

асбеста, каучука и квасцов. По конструктивному выполнению эти элементы аналогичны пластинчато-щелевым металлическим элементам.

Фильтр тонкой очистки топлива состоит из чугунного корпуса 2 (рис.16, а) к которому с помощью стяжных болтов прикреплен стакан 6, в котором установлен бумажный фильтрующий элемент 3 поджатый пружиной 4. Разъем «корпус – стакан» уплотнен кольцом 1. В корпусе фильтра установлены болты крепления топливопроводов. Удаление воздуха из топливной системы при прокачке системы производится через пробку 7 для выпуска воздуха.

Системы питания зарубежных дизелей снабжены фильтром первичной очистки (водоотделитель или по аналогии с принятым в отечественной терминологии ФГО) и ФТО. Следует отметить, что в качестве фильтрующего элемента в обоих типах фильтров используются различные виды фильтровальной бумаги. Конструкции фильтров, как правило, неразборные, что существенно упрощает их замену и проведение ТО системы питания.

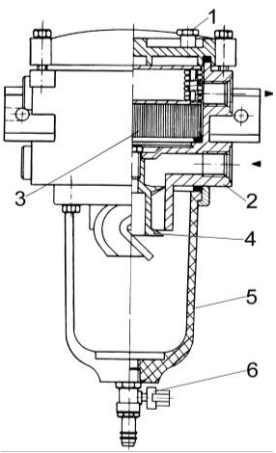


Рис. 17 Комбинированный фильтр Separ 2000/5
1 – пробка для выпуска воздуха; 2 – корпус; 3 – фильтрующий элемент; 4 – циклон; 5 – стакан; 6 – сливной кран.

Представляет интерес комбинированный фильтр фирмы Separ (рис.17). В этой конструкции предусмотрена пятиступенчатая очистка топлива, полностью вобравшая функции ФГО и ФТО. ФГО и ФТО и обеспечивающая 99% - водоотделение и 96% грязеотделение в соответствии с DIN ISO 4020. к особенностям фильтров фирмы SEPAR можно отнести высокую пропускную способность, многократное использование фильтрующего элемента, малые габариты и малую трудоемкость обслуживания. Корпус фильтра выполнен прозрачным, что позволяет визуально контролировать наличие находящихся в отстойнике отклонений.

Фильтр SEPAR 2000 выпускается в различных модификациях. Так, например, SEPAR 2000/5 – для двигателя до 250 л/с, т.е. фильтр имеет пропускную способность 5 литров в минуту. Фильтр SEPAR 2000/10 имеет пропускную способность 10 литров в минуту и рассчитан для двигателей до 500 л/с. есть и фильтры, способные пропускать 18, 40, 80, 130, 260 литров в минуту.

В автомобильных системах питания с распределительными насосами типа VE/EP конструктивно объединены фильтр тонкой очистки с коллектором для сбора воды. В этом же корпусе располагается и насос ручной подкачки.

Техническое обслуживание заключается в сливе отстоя через 240 моточасов и замене фильтрующих элементов через 960...1000 моточасов или по необходимости при падении давления за фильтром до 0,06 МПа.

Предохранительные фильтры устанавливают главным образом у форсунок. Они предназначены для отсева из топлива частиц стружки, окалины, фильтрующих материалов и других частиц, которые могут попасть в топливо после его выхода из фильтров тонкой очистки. Предохранительная

фильтрация не влияет на уменьшение износов топливной аппаратуры, а только обеспечивает надежность ее работы.

Предохранительными фильтрами являются набор сеток, металлокерамические материалы, металлические стержни с канавками. В первом случае несколько проволочных сеток в виде кружков складывают в стопку и окантовывают по контуру медной фольгой. Пример установки такого фильтра в штуцере форсунки показан на рис.18. Штуцер 4 с фильтром 3, прижимаемым трубкой 2, закрепляют в корпусе 1 форсунки при помощи резьбы. Фильтр легко промывают при снятии его с форсунки.

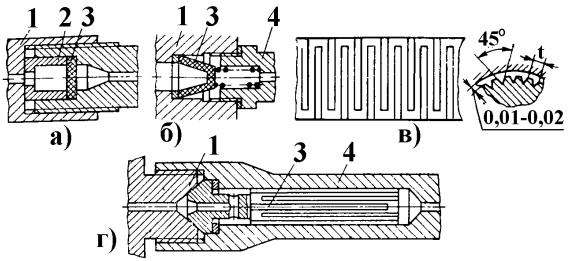


Рис.18 Схемы предохранительных фильтров:
а- сетчатый;
б-металлокерамический;
в, г – щелевой.
1 – корпус форсунки,
2- трубка, 3 – фильтр,
4 – штуцер.

Металлокерамические фильтры прессуют из порошков бронзы, нержавеющей стали, никеля, титана, латуни и других материалов в пресс-формах под давлением 50÷400 МПа с последующим спеканием в электрической печи. Для увеличения в фильтре сквозных пор применяют специальные наполнители, которые выгорают в процессе спекания. Тонкость отсева фильтра зависит от размеров частиц порошков и давления прессования. Эти фильтры имеют обычно цилиндрическую или коническую форму и устанавливаются в штуцере форсунки (рис. 18, б).

Фильтрующий элемент металлического щелевого фильтра представляет собой стальной цилиндр с продольными канавками глубиной 0,4…0,5 мм, имеющими попеременно выходы с одного и другого торца. Цилиндр устанавливают во втулку с радиальным зазором 0,01…0,02 мм. Топливо продавливают через эти зазоры и очищают от механических примесей. Устанавливают фильтры как в штуцере форсунки, так и в ее корпусе. Схема развертки поверхности фильтра показана на рис. 18, в.

Фильтры грубой и тонкой очистки в зависимости от типа фильтрующего элемента имеют различные конструкции. В конструкции некоторых фильтров предусмотрена возможность очистки фильтрующих элементов во время работы двигателя. С этой целью устанавливают два или несколько фильтров в отдельных полостях одного корпуса с параллельным присоединением к линии низкого давления. Изготовляют также корпуса, в которых в двух отдельных полостях имеются фильтрующие элементы грубой и тонкой очистки.

При параллельном присоединении фильтров каждый из них имеет на входе и выходе топлива клапаны выключения. Можно устанавливать на линии подвода к фильтрам и трехходовой кран. При повороте этого крана топливо подводится к любому фильтру и одновременно выключается фильтр, подлежащий промывке.

В системе низкого давления всегда имеет место перепуск топлива, который можно осуществлять как до фильтра тонкой очистки, так и после

него. При перепуске до фильтра тонкой очистки последний работает в более благоприятных условиях, так как через него проходит меньше топлива. Однако при увеличении сопротивления фильтра тонкой очистки перепуск топлива возрастает, что приводит к ухудшению наполнения насоса высокого давления. При перепуске топлива после фильтра тонкой очистки перепад давлений в нем увеличивается, что ухудшает протекание процесса очистки топлива и сокращает срок службы фильтрующего элемента.

На дизеле можно устанавливать одновременно один или несколько работающих фильтров грубой и тонкой очистки. В этом случае их соединяют последовательно.

В соответствии с ГОСТ14146 – 88 для систем с ТНВД с диаметром плунжера до 12 мм установлены требования к показателям качества работы фильтров (табл. 2).

Таблица 2. Требования к качеству работы фильтров

Показатель	Автомобильные дизели	Прочие дизели
Полнота отсева, не менее:	0,85	0,9
Тонкость отсева, мкм, не более	5	3
Ресурс фильтрующего элемента до замены, ч	500	1500
Перепад давления, не вызывающий разрушения фильтрующего элемента, МПа	0,22	0,22

Фильтры тонкой очистки топлива проверяют на герметичность и пропускную способность. Герметичность фильтров контролируют методом опрессовки сжатым воздухом под давлением 0,5 МПа в ванне с чистым дизельным топливом.

Для проверки пропускной способности фильтр устанавливают на стенд и подсоединяют к магистрали подачи топлива (схема подсоединения прилагается к каждой марке стенда). Далее включают стенд и устанавливают перепад давления топлива, равный 0,01 МПа. Затем по шкале мерного цилиндра определяют пропускную способность фильтра и сравнивают с установленными в технических условиях.

Соединительная арматура. Элементы систем питания дизелей связаны между собой трубопроводами высокого и низкого давления. Трубопроводы высокого давления или нагнетательные топливопроводы служат для подачи топлива от насоса высокого давления к форсунке. Они являются важными элементами топливной системы дизеля, так как оказывают заметное влияние на протекание ее рабочего процесса и являются источником целого ряда эксплуатационных неисправностей.

Наличие длинного топливопровода, как известно, приводит к значительному искажению закона подачи топлива, задаваемого профилем кулачка, обусловливает развитие колебательных явлений в системе после окончания впрыска, приводящих к повторным открытиям иглы форсунки и к подвпрыскам. В процессе работы дизеля нагнетательные топливопроводы могут подвергаться интенсивным вибрациям и трескаться в местах соединений.

Нагнетательные топливопроводы должны:

- иметь возможно меньшую длину и поперечное проходное сечение и оказывать минимальное сопротивление при движении топлива;
- быть равными по длине и идентичными по гидравлическому сопротивлению и объему;
- иметь ровные и гладкие наружные и внутренние поверхности, не иметь ржавчины, окалины, забоин и рисок. Трубы должны быть достаточно прочными в условиях ударных нагрузок и вибраций, а также обладать достаточной жесткостью;
- обеспечивать надежное и абсолютное герметичное соединение насосов и форсунок при максимальных давлениях впрыска, быть простыми в обслуживании.

По конструкции трубопровод высокого давления представляет собой бесшовную цельнотянутую трубу с наружным диаметром 7±0,2 мм и внутренним диаметром 2±0,05мм в соответствии с ГОСТ 8519 – 81. В большинстве случаев для соединения с насосом и форсункой применяют соединения типа СВН (с высаженным конусом и накидной гайкой). Накидные гайки нагнетательных трубопроводов отечественных дизелей имеют присоединительные размеры под резьбу М14, а большинства зарубежных – М12.

Для изготовления нагнетательных трубопроводов высокого давления используют главным образом малоуглеродистую сталь 20. Заменителем ее служит сталь 10, стали 15Х и 20А. Наконечники изготовляют из сталей 25 или 30, гайки и шайбы — из сталей 40 или 45.

Трубы поставляют отожженными для предотвращения появления трещин при изгибах, когда монтируют топливную систему на дизеле. Временное сопротивление разрыву материала трубы должно быть не менее 400 МПа, а относительное удлинение - не менее 21%. Топливопроводы подбирают по диаметру плунжера. При длине топливопровода l_T более 1 м отношение диаметра плунжера к внутреннему диаметру нагнетательного топливопровода должно составлять 4,5…5. Если l_T <1 м, то рекомендуют применять топливопроводы с отношением 5…6.

Трубопроводы ВД должны обладать не только достаточной прочностью, но и быть жесткими. При недостаточной жесткости трубопроводы деформируются, в результате чего изменяется протекание рабочего процесса системы.

Трубопроводы, применяемые на отечественных дизелях, имеют различную длину: Д-144 – 570, 725, 890, 1050мм; СМД–14 – 630мм; ЯМЗ–236,238 – 400мм, СМД–60 – 1380мм, СМД–31 – 916мм, Д–240 – 575мм, А-01 – 880мм, АМ-41 – 750мм.

Трубопроводы низкого давления соединяют элементы систем питания, расположенные до топливных насосов высокого давления. Они работают в более благоприятных условиях, поэтому к ним предъявляют менее жесткие требования. Изготовляют их из красной меди, латуни и стали с антикоррозионным покрытием. В некоторых случаях используют двухслойные стальные трубки, а также обвивают трубки проволокой в местах возможного перетирания. При креплении двигателя на мягкой подвеске, которое встречается в транспортных установках, вместо трубок целесообразнее применять между расходными баками и топливоподкачивающим насосом гибкие шланги.

2.3. Топливоподкачивающие насосы

Топливоподкачивающие насосы служат:

- для преодоления местных гидравлических сопротивлений (фильтров очистки топлива, топливопроводов, кранов, поворотов и др.) на пути движения топлива от бака до топливного насоса высокого давления (ТНВД);
- для преодоления разности уровней топлива в баке и ТНВД;
- для создания в наполнительной магистрали избыточного давления и циркуляции топлива, способствующих лучшему наполнению надплунжерного пространства ТНВД, выводу из него паровоздушных выделений и охлаждения элементов топливной системы, особенно форсунок.

Минимальное давление в подводящем топливопроводе, при котором еще обеспечивается работа системы, составляет 0,03…0,05 МПа. Такое давление конструктивно заложено при подводе топлива в полость ТНВД самотеком.

В настоящее время в топливных системах используют поршневые, шестеренные и коловратные подкачивающие насосы.

Поршневые подкачивающие насосы устанавливают на насосах типа ТН, УТН, НД и др. На рис.19 представлен подкачивающий насос УТН-3-111106020 топливного насоса 4УТНМ. Подкачивающие насосы других производителей имеют подобную конструкцию.

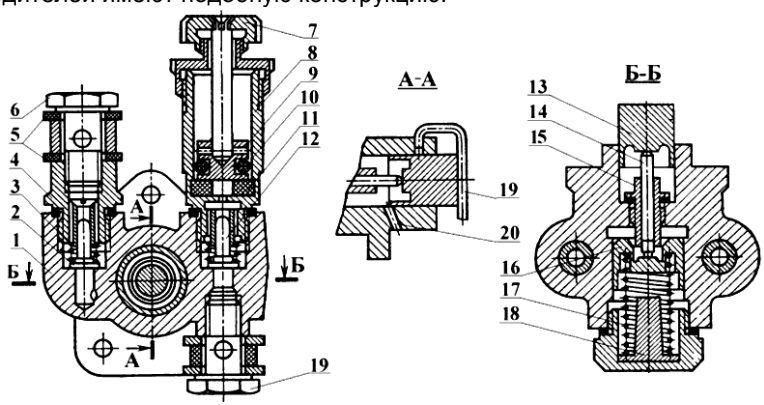


Рис.19. Схема поршневого подкачивающего насоса: 1- корпус; 2,12- клапан-грибок; 3,17- пружина; 4- футорка; 5- прокладка; 6,19- болт-штуцер; 7- рукоятка ручного насоса; 8- ручной насос; 9- поршень ручного насоса; 10- кольцо; 11- прокладка; 13- толкатель; 14- шток толкателя; 15- прецизионная втулка; 16- поршень; 18- вытеснитель; 19- предохранительная чека; 20- дренажное отверстие.

Подкачивающий насос состоит из размещенных в корпусе 1 толкателя 13, перемещающего через шток 14 подпружиненный поршень 16, впускного 12 и выпускного 2 клапанов и ручного топливопрокачивающего насоса 8. Шток толкателя 14 имеет прецизионную поверхность и поставляется в сборе с втулкой 15. Вытеснитель 18 необходим для компенсации разницы надпоршневого и подпоршневого объемов. Схема действия поршневого подкачивающего насоса показана на рис. 20.

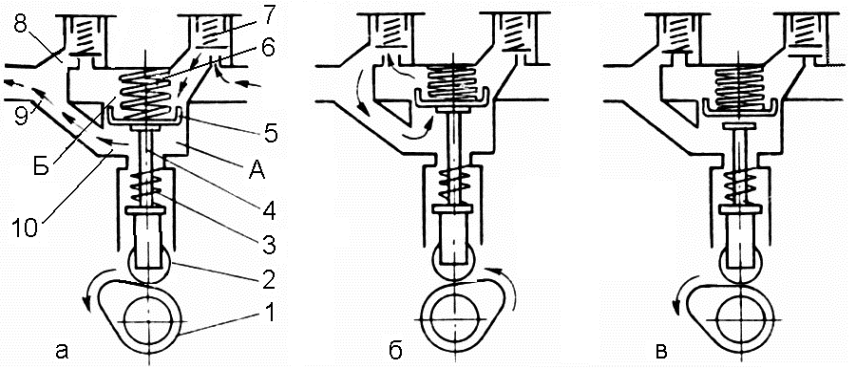


Рис.20 Схема работы топливоподкачивающего насоса (пояснения в тексте).

При работе двигателя кулачок 1 (рис. 20 а), вращаясь, уходит из-под ролика 2. Поршень 5 под действием пружины 6 перемещается вниз. В камере Б создается разрежение и клапан 8 притягивается к седлу, а клапан 7 открывается, и топливо из впускного канала поступает в камеру Б, заполняя пространство, которое освобождает поршень, движущийся вниз. Одновременно поршень 5 выжимает топливо из камеры А, и оно по каналу 10 поступает в нагнетательный канал 9 и далее к фильтру.

При набегании кулачка 1 на ролик (рис.20 б) он при помощи штока 4 перемещает поршень 5 вверх. Под действием пружины и вследствие повышения давления в полости Б клапан 7 закрывается, а клапан 8 открывается, и топливо через канал 10 перекачивается в камеру А. При последующем опускании поршня топливо из камеры А через каналы 10 и 9 поступает к фильтру тонкой очистки, и процесс повторяется.

Данная схема работы подкачивающего насоса позволяет автоматически ограничивать максимальное давление создаваемое при работе. Так при повышении давления в нагнетательном канале 9 (рис. 20 в) и в камере А до заданного пружина 6, перемещающая поршень 5, не может преодолеть сопротивление топлива, и поршень останавливается. Положение поршня в этом случае зависит от расхода топлива. Чем меньше расход топлива, тем выше давление в камере А, тем раньше останавливается поршень и тем меньше его рабочий ход. Поэтому даже при малом расходе топлива давление в нагнетательном канале не поднимается выше определенной величины.

Насос ручной подкачки служит для заполнения системы питания топливом или удаления воздуха после длительного перерыва в работе двигателя. Для прокачки топлива необходимо отвернуть рукоятку 7 (рис. 19) и, действуя ею как штоком в обычном поршневом насосе (вверх—вниз), нагнетать топливо. После удаления воздуха из системы необходимо отпустить поршень вниз и завернуть рукоятку 6 до отказа обеспечивая герметичность по прокладке 11.

Другая конструкция поршневого подкачивающего насоса, применяемая на дизелях фирмы CUMMINS, представлена на рис. 21.

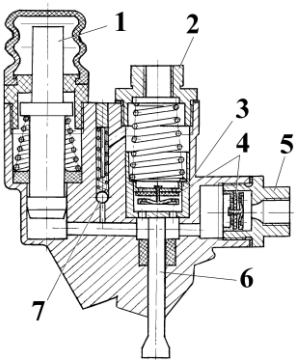


Рис. 21 Топливоподкачивающий насос поршневого типа: 1 – ручной топливопрокачивающий насос; 2 – штуцер подачи топлива; 3 – поршень; 4 – блок клапанов; 5 – штуцер подвода топлива; 6 – шток; 7 – перепускной клапан.

Шестеренные насосы применяют в системах питания дизелей Д-108, Д-160. Насос состоит из ведомой 8 и ведущей 9 шестерен (рис.22), размещенных в корпусе 3, ручного топливопрокачивающего насоса 1 и клапанов 2, 4 и 7. При вращении ведущей шестерни, связанной с приводом насоса, находящееся между зубьями топливо переносится из приемной полости в полость нагнетания. В результате такого переноса в приемной полости давление снижается, а в линии подач — повышается.

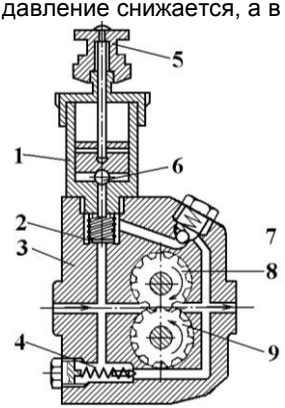


Рис. 22 Схема шестеренчатого подкачивающего насоса: 1 – ручной топливопрокачивающий насос; 2, 7 – клапаны ручной подкачки; 3 – корпус; пружина; 4 – перепускной клапан; 5 – рукоятка прокачивающего насоса; 6 – уплотнительный шарик; 8, 9 – ведомая и ведущая шестерни.

Шестеренные насосы обеспечивают достаточную равномерность подачи в результате большой частоты перекачек небольших объемов топлива, надежны в работе. Однако они работают только в заполненной топливной системе, так как не могут создавать разрежение на всасывании, необходимое для забора топлива из низко расположенных баков.

Коловратные топливоподкачивающие насосы применяются в системах питания зарубежных дизелей. Обычно они встроены в распределительные насосы высокого давления. Схема работы такого насоса представлена на рис.23.

Для надежной работы коловратного насоса необходимо обеспечить подвижность лопаток при минимально возможных зазорах между ротором и корпусом.

Коловратные насосы с электроприводом применяются в качестве дополнительных насосов для облегчения прокачки топлива с топливных баков, расположенных ниже уровня двигателя (например, в комбайнах).

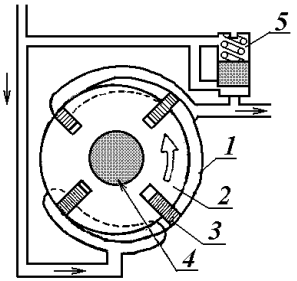


Рис.23 Схема работы коловратного насоса низкого давления: 1- кольцевая полость; 2 – ротор; 3 – лопатки; 4 – приводной вал; 5 – перепускной регулирующий клапан

Обслуживание подкачивающего насоса сводится к проверке производительности, максимального давления, герметичности клапанов и отсутствия подтеков топлива или подсоса воздуха (масла) через прецизионное сопряжение штока толкателя (см. табл. 3).

Давление топлива в наполнительной магистрали контролируют по манометру стенда при частоте вращения привода n=600 мин$^{-1}$. Регулировка проводится путем подбора пружины в перепускном клапане, установленном на выходе из насоса высокого давления. При отсутствии выбора допускается установка под пружину не более 2-х регулировочных шайб.

Производительность ТННД косвенно оценивают по максимальному давлению, развиваемому насосом при перекрытом выходе топлива, и регулируют прокладками под пружиной 17 поршня 16 (рис.19).

При одинаковых присоединительных размерах ТННД различных моделей отличаются различным расстоянием между установочным фланцем и крайней точкой толкателя (например, ТННД насосов ЯЗТА и АЗТН).

Таблица 3 Регулировочные данные топливоподкачивающих насосов

Насос	Частота вращения	Давление открытия перепускного клапана, МПа	Производительность ТННД, не менее л/мин	Максимальное давление при 600 мин$^{-1}$, МПа
АЗТН, ХТЗ	650	0,08 - 0,15	1,2	0,26 - 0,30
НЗТА	650	0.08 - 0,13	1,2	0,26 - 0,29
ЧТА, ВЗТА	800	0,12 - 0,18	2,0	0,30 - 0,35
ЯЗТА	1050	0,08 - 0,13	2,2	0,32 - 0,38
КАМАЗ	1050	0,13 - 0,17	2,2	0,30 - 0,35
ЧТЗ	600	-	1,8	0,30 - 0,35

2.4. Устройства опережения впрыскивания

Управление углом опережения впрыскивания топлива θ возможно осуществлять при помощи различных устройств, которые можно разделить на три группы: 1 - устройства являющиеся приставкой к ТНВД (муфты опережения впрыскивания топлива МОВТ); 2 - встроенные в ТНВД устройства, являющиеся его неотъемлемой частью; 3 - электронно-управляемые форсунки (в системах Common-Rail) и насос-форсунки с управлением началом и окончанием подачи топлива.

Устройства первых двух групп могут быть использованы как в рядных, так и в распределительных ТНВД. В устройствах второй группы управление

θ осуществляется деталью или группой деталей, размещенных внутри ТНВД. В рядных ТНВД управление θ достигается поворотом втулки или плунжера, а также смещением толкателя; в распределительных насосах это обеспечивается смещением дозирующей втулки, кулачковой шайбы, винтовой пары и др.

В отличие от устройств последних двух групп, муфты опережения являются автономными по отношению к ТНВД и имеют ручной или автоматический привод (механический, гидравлический, пневматический, электромагнитный и др.).

Широко применяемые в отечественных автотракторных дизелях центробежные муфты опережения впрыскивания позволяют реализовать управление углом опережения только по частоте вращения и используются как в рядных (КАМАЗ и ЯМЗ), так и в распределительных (НД 22/6) ТНВД (рис.24).

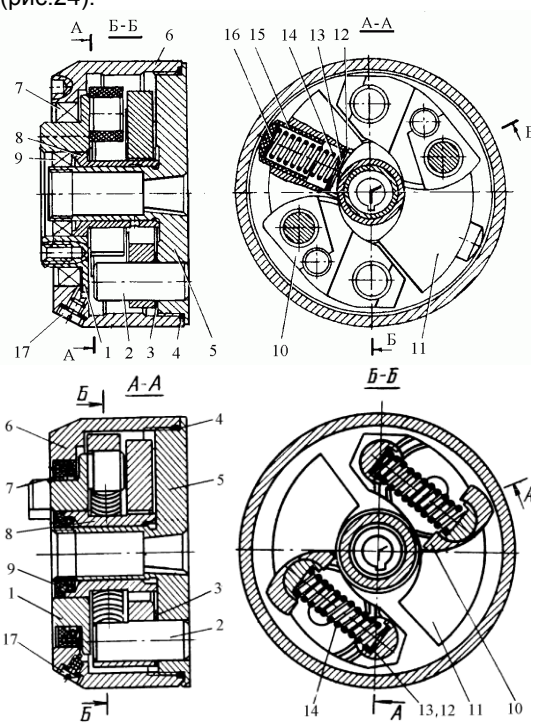


Рис.24. Автоматическая муфта опережения впрыскивания топлива 33-01 КАМАЗ (а) и 90-22 ЯМЗ (б): 1 – ведущая полумуфта; 2 – ось; 3, 13 – шайбы; 4 – уплотнительное кольцо; 5 – ведомая полумуфта; 6 – корпус; 7, 9 – сальники; 8 – втулка ведущей полумуфты; 10 – проставка; 11 – груз с пальцем; 12 – упорное кольцо; 14 – пружина; 15 – стакан пружины; 16 – регулировочные прокладки; 17 – маслоналивная пробка.

Муфты МОВТ устанавливаются на переднем конце кулачкового вала ТНВД и изменяют УОВТ практически по линейному закону при уменьшении частоты вращения от номинальной до минимальной путем изменения взаимного углового расположения ведущей 1 и ведомой 5 полумуфт.

Ведущая полумуфта приводится во вращение от двигателя через вал с гибкими соединительными муфтами. Ведомая полумуфта шпонкой и гайкой закреплена на конической поверхности хвостовика кулачкового вала ТНВД и приводится во вращение с помощью двух грузов 11. Грузы качаются на осях 2, запрессованных в ведомую полумуфту, в плоскости, перпендику-

лярной к оси вращения муфты. Проставка 10 ведущей полумуфты упирается одним концом в палец, другим – в профильный выступ. Криволинейные поверхности выступов определяются требуемой характеристикой изменения угла опережения впрыска. Усилие пружин 14 стремится удержать грузы на упоре во втулке 8 ведущей полумуфты. Механизм муфты закрыт цилиндрическим корпусом 6, который крепится с помощью резьбы и чеканится наглухо.

При увеличении частоты вращения коленчатого вала грузы под действием центробежных сил расходятся и поворачивают ведомую полумуфту относительно ведущей в направлении вращения кулачкового вала, вызывая увеличение УОВТ. При уменьшении частоты вращения грузы под действием пружин сходятся и поворачивают ведомую полумуфту.

Проверка автоматической муфты топливного насоса двигателя заключается в определении угла разворота ведомой полумуфты относительно ведущей при определенном скоростном режиме (табл.4).

Таблица 4 Регулировочные данные по углу разворота МОВТ

Модель МОВТ (знак)	Модель ТНВД (дизель)	Частота вращения, мин$^{-1}$	Угол разворота, град.
33-01 642	33, 332, 334,337 (КАМАЗ, ЗИЛ) 32, 322, 323 (КАЗ)	1300 900 600	4,5 3,0 1,0
33-30	339 (КАМАЗ)	1300	8,0
60-12 (1), 90-13 (3), 840 (0), 842-10 (2-10)	236М2,Г, 238М2,ВМ,КМ2,ИМ2,АК НМ, НМ2, ПМ2 8401.10, 8421, 8424, 8482, 8484 (ЯМЗ)	1050 950 800 650	4,0 3,0 2,0 1,0
60-31 (3)	236М, 238М,АМ, М1, ИМ, ГМ (ЯМЗ)	1050 850 650	5,5 4,0 2,5
60-41	238Л, Н, ПМ2, ФМ (ЯМЗ)	1050	3,5
90-22 (4)	240М, М2, НМ, БМ, ПМ, Д, Г (ЯМЗ)	1050 880 740 650	5,0 4,0 2,5 1,5
807-11 840-10 (0-10)	236Н, Н1,Б,Б1,238Б,Б1,Б3, БЛ, Д, Д1,Д2 8501 (ЯМЗ)	1050 950 800 650	1,0 1,0 0 0
842-20 (2-20)	8422.10, 8421.10-01, 8424.10-04 (ЯМЗ)	1050 950 800	1,5 1,0 0,5
	НД-22/6 (ЧТА)	1000 750	5,5 2

Угол измеряют при помощи стробоскопа стенда или других устройств относительно угла геометрического начала подачи топлива, полученного при испытании насоса с помощью моментоскопа при регулировке ТНВД. Регулировка осуществляется изменением числа прокладок под пружинами муфты. Увеличением толщины прокладок уменьшают угол разворота полумуфты, а уменьшением количества прокладок — увеличивают угол.

Работу устройства УОВТ второй группы можно рассмотреть на примере насоса VE фирмы BOSCH (рис.25).

Автомат опережения впрыскивания расположен в нижней части корпуса 1 насоса перпендикулярно оси вала ТНВД. Поршень 7 автомата закрыт с обеих сторон крышками 6, с одной стороны в поршне просверлен канал 5 для прохода топлива под давлением из внутренней полости корпуса насоса, с другой стороны установлена пружина сжатия 9. Поршень автомата посредством шарнира 8 и цапфы 4 связан с кольцом несущего ролика.

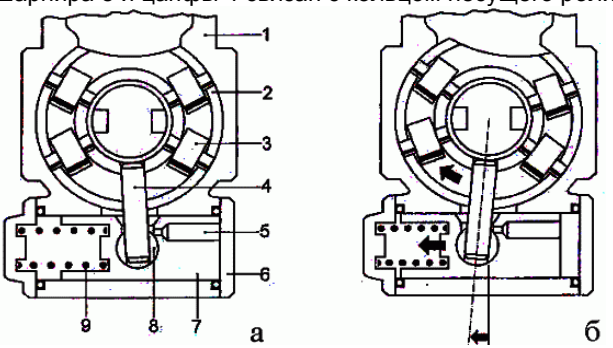


Рис.25 Автомат опережения впрыскивания топлива VE/EP: а – исходное положение; б – процесс увеличения УОВТ; 1– корпус насоса; 2– кольцо; 3– ролики; 4– цапфа; 5– канал; 6– крышка; 7– поршень; 8– шарнир; 9– пружина.

Работа автомата происходит следующим образом. В исходном положении поршень автомата находится под действием пружины 9. Давление топлива во внутренней полости корпуса насоса возрастает пропорционально скоростному режиму двигателя и определяется регулировкой перепускного клапана низкого давления и работой дросселя на выходе из насоса. Это давление по каналу 5 передается в рабочий цилиндр автомата с одной стороны поршня, который под действием силы давления топлива в определенный момент начинает перемещаться влево, преодолевая сопротивление пружины 9. Осевое перемещение поршня посредством шарнира 8 и цапфы 4 передается кольцу с роликами, которое поворачивается и меняет свое положение относительно кулачковой шайбы таким образом, что кулачки набегают на ролики 3 раньше, обеспечивая фазовое смещение на величину до 12° по углу поворота кулачковой шайбы.

2.5. Форсунки

Форсунка предназначена для впрыска и распыливания топлива, подаваемого насосом высокого давления в цилиндр двигателя. Качество работы форсунки непосредственно влияет на протекание рабочего процесса в цилиндре и, как следствие, определяет показатели работы дизеля.

В автотракторных и комбайновых дизелях применяются закрытые форсунки с многодырчатыми распылителями различного конструктивного исполнения. Каждый из российских заводов по производству ТА выпускает практически всю номенклатуру применяемых в отечественных дизелях распылителей.

В основном форсунки закрытого типа делят на многодырчатые и штифтовые. Форсунки с штифтовыми распылителями обычно устанавливаются на двигатели с разделенной камерой сгорания, с многодырчатыми – на двигатели с неразделенной камерой.

В корпусе штифтового распылителя имеется одно центральное отверстие, поэтому при подъеме иглы топливо впрыскивается через кольцевую щель, образуемую краями отверстия и шрифтом. При подъеме иглы многодырчатого распылителя топливо впрыскивается в камеру сгорания через сопловые отверстия, количество которых может достигать пяти и более.

Основными деталями многодырчатой форсунки ФД-22 дизелей МТЗ и СМД (рис.26) являются корпус 10 и распылитель 1 в сборе с иглой, удерживаемый гайкой 12. В нижней части распылителя имеются несимметрично расположенные сопловые отверстия, обеспечивающие равномерное распределение топлива в камере сгорания. В связи с несимметричностью отверстий корпус распылителя строго фиксируется относительно корпуса форсунки двумя штифтами 11. Доступ топлива к отверстиям перекрывается запорной иглой.

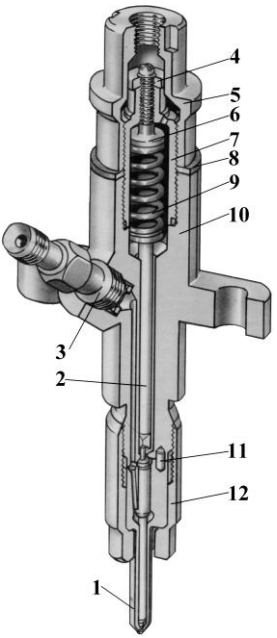


Рис.26 Форсунка: 1 – распылитель; 2 - штанга; 3 – штуцер подвода топлива; 4- контргайка; 5 –колпак форсунки; 6 – регулировочный винт; 7 – гайка пружины; 8 - прокладка; 9 - пружина; 10 – корпус форсунки; 11 -штифты; 12 – гайка распылителя.

Сопряженные поверхности иглы и распылителя выполняют с высокой точностью обработки. Зазор между иглой и направляющей поверхностью распылителя не превышает 1.5…3 мкм. Для надежного уплотнения запорный конус седла в распылителе выполняют под углом 55°, а конус иглы — под углом 60°. Такое исполнение уплотняющих поверхностей иглы и распылителя позволяет обходиться без их взаимной притирки.

Запорная игла прижимается к седлу распылителя через штангу 2 пружиной 9. Верхний конец пружины опирается на регулировочный винт 4, который ввернут в стакан пружины, и удерживается в заданном положении контргайкой 10. На стакан сверху навернут колпак 5, служащий для отвода топлива из внутренней полости форсунки и ограничивающий доступ к регулировочному винту. Винтом 6 устанавливают натяг пружины 9, определяющий давление впрыска. Топливо к форсунке подводится через штуцер 3, который ввернут в резьбовое отверстие корпуса форсунки.

Топливо в кольцевую камеру подается по наклонному каналу. Когда нет подачи топлива насосом, давление в камере составляет 2…4 МПа. Оно давит на дифференциальную площадку иглы, но его сила меньше силы пружины 9, которая перекрывает распыливающие отверстия.

В момент подачи топлива насосом сила давления топлива на дифференциальную площадку иглы становится больше усилия пружины 9, игла поднимается и через образовавшуюся кольцевую щель топливо поступает к распыливающим отверстиям. Подъем иглы ограничен упором ее торца в корпус форсунки и составляет 0,2…0,28 мм. После прекращения подачи топлива насосом давление в кольцевой камере резко снижается и под действием пружины 9 игла прижмется запорным конусом к седлу распылителя, перекрывая распыливающие отверстия. Топливо, просачивающееся через зазор между иглой и распылителем, отводится через отверстие в колпаке 5 и сливной штуцер в топливный бак или фильтр тонкой очистки.

Прекращение (отсечка) подачи топлива должно быть резким, без повторного подъема иглы, в противном случае в конце впрыскивания топливо образует у выходных отверстий распылителя капли, которые, сгорая не полностью, вызывают его закоксовывание.

Давление начала впрыскивания топлива регулируется винтом 6. Обычно оно составляет для тракторных дизелей 17,5 МПа, автомобильных – 21 МПа, для дизелей выполняющих нормы токсичности Евро-2 – 24 МПа и выше.

Схемы конструкций форсунок отечественного и зарубежного производства приведены на рис.27.

Отличия форсунок для других дизелей заключаются в расположении топливоподводящего штуцера и способе крепления их на двигатель. В форсунке 6А1 для дизелей Алтайского ТЗ (рис.27 в) штуцер подвода топлива выполнен под углом 90º и имеет внутреннюю резьбу, а в форсунке 6Т2 для Владимирского ТЗ (рис.27 б) – под углом 55º. На двигателе такая форсунка крепится специальной гайкой.

Форсунка серии 80 Ярославского МЗ (рис.27 г) аналогична форсунке 6А1, но имеет удлиненный топливоподающий штуцер с резиновым сальником. Форсунка Б2СБ (ЯМЗ-240) отличается от базовой модели 236 расположением топливоподающего штуцера и наличием установочного штифта для ориентировки на двигателе.

Форсунка дизеля КамАЗ-740(рис.27 д) крепится в гнезде головки цилиндра скобой, уплотнение осуществляется в верхнем пояске резиновым кольцом, а в нижнем поясе – стальным конусом и медной шайбой. Давление впрыска топлива форсунками двигателей КамАЗ-740, 741 в отличие от форсунок других марок регулируется изменением числа регулировочных шайб, устанавливаемых между пружиной и корпусом форсунки.

Штифтовые форсунки (рис.27 е) чаще применяются в судовых дизелях и двигателях легковых автомобилей зарубежного производства. Обозначение штифтовых форсунок - ФШ6-2005, что означает: Ф – форсунка, Ш – штифтовая, 6 – диаметр направляющий цилиндрической поверхности иглы, 2 – диаметр штифта, 005 – угол при вершине конуса штифта распылителя.

Конструкции форсунок дизелей зарубежного производства (рис.27 ж, з, и) отличаются весьма широким разнообразием. Диаметры гайки и иглы распылителя в них существенно меньше в сравнении с отечественными аналогами, а давление регулируется преимущественно прокладками.

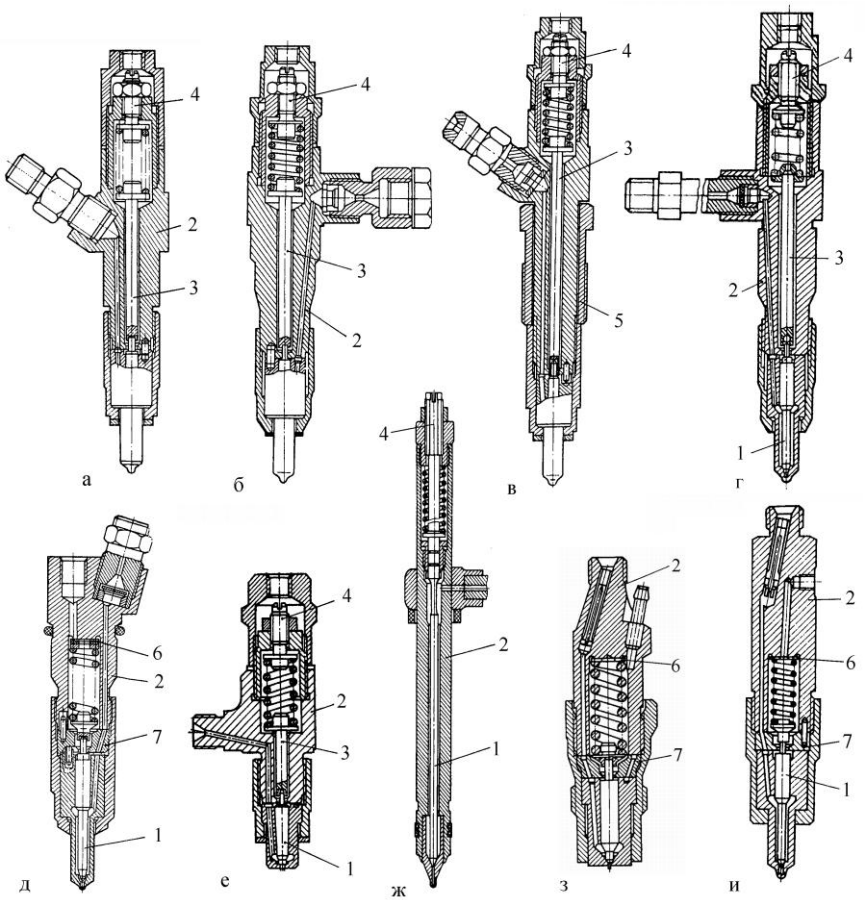


Рис.27 Форсунки: а – ФД-22; б – 6Т2; в – 6А1; г – ЯМЗ; д – КамАЗ; е – ФШ 6-2005; ж – фирмы Stanadyne; з,и – фирмы Bosch. 1 – игла распылителя; 2 – корпус; 3 – штанга; 4 – регулировочный винт; 5 – гайка крепления; 6 – регулировочные прокладки; 7 – проставка.

В настоящее время идет тенденция к снижению диаметра направляющей иглы распылителя, что позволяет снизить утечки топлива в зазорах между иглой и распылителем и уменьшить его габариты. Такие форсунки освоили Вильнюсский ЗТА «Курроаппаратура» для дизеля Д-245 и Алтайский ЗПИ для дизеля ЯМЗ-7511.

При сборке форсунки марка распылителя должна строго соответствовать типу двигателя, что необходимо для правильного соотношения между угловым расположением сопловых отверстий и камеры сгорания. Кроме того, различается также и ход иглы распылителя, который определяет его эффективное проходное сечение. В приложении 5 приведены основные конструктивные данные распылителей производства Ногинского ЗТА.

Габаритные размеры распылителей унифицированы для всех заводов, за исключением Челябинского ТЗ и зарубежных форсунок. Для правильного подбора распылителя в соответствии с моделью двигателя они имеют маркировку по ГОСТ 26828, содержащую:

- товарный знак или условное наименование предприятия-изготовителя;
- марку или обозначение (полное и (или) сокращенное);
- дату изготовления (месяц, год – две последние цифры);
- обозначение группы пропускной способности, если их разделяют на группы.

При ремонте форсунок особое внимание следует уделять состоянию торцовых поверхностей форсунки и распылителя, так как от них зависит герметичность топливной системы. При затяжке гаек распылителей не рекомендуется применять никаких усилителей на ключ. Гайки штифтовых распылителей затягивают с усилием 100…120 Н·м, многодырчатых – 70…80 Н·м, гайки пружины – 100…200 Н·м, колпак форсунки – 80…100 Н·м.

2.6. Особенности конструкции ТНВД

2.6.1 ТНВД серии ТН (ЛСТН).

Четырехсекционные ТНВД выпускаются Алтайским ЗТН (серия 4ТН) и Харьковским ТЗ (серия ЛСТН). Применение насосов по разным маркам дизелей и машин приведено в приложении 5, а общий вид некоторых насосов показан на рис.28.

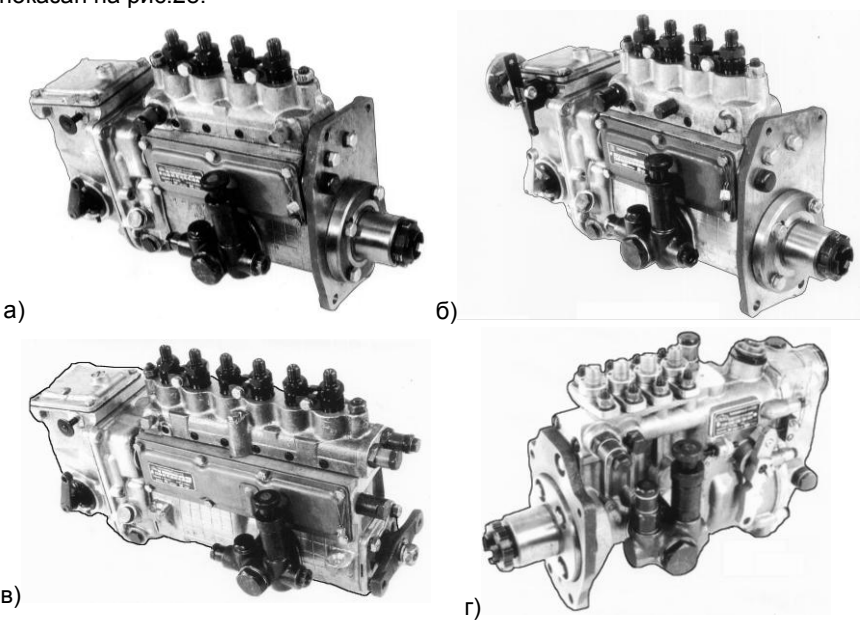


Рис.28. Общий вид ТНВД серии ТН.

а) 4ТН 10х10 для дизеля А-41; б) АТНМ 4 100 10 для дизеля Д440; в) 6ТН 10х10-03 для дизеля А-01; г) НТВ-4 для дизеля Д-245.

Насосы, устанавливающиеся на левую сторону дизеля (по ходу движения), имеют в обозначении букву «Л» и, соответственно, расположенные с левой стороны подкачивающий насос и рычаг управления регулятором. ТНВД разных заводов, кроме того, отличаются конструкцией плиты крепления, кулачковым валом и комплектацией регулятора.

Насосы последних конструкций имеют централизованную систему смазки с подачей масла через отверстие в установочном фланце. Отдельные модели имеют пневмокорректор мембранного типа.

ТНВД серии 6ТН для шестицилиндровых дизелей (рис.28,в) производит только Алтайский 3ТН. Конструктивно он подобен насосам 4ТН, отличаясь способом крепления на дизель, промежуточной опорой кулачкового вала и конструкцией привода. В то же время насосы АТНМ6 для дизелей Д-463 имеют фланцевое крепление. Алтайский завод ТН начал производство новых топливных насосов серии НТВ (рис.28,г) с межсекционным расстоянием 27 мм и подвесными секциями в едином блочном корпусе. ТНВД имеет всережимный механический регулятор с прямым и обратным корректорами, нагнетательные клапаны двойного действия и централизованную систему смазки.

Общее устройство ТНВД (за исключением НТВ) показано на примере насоса 4ТН на рис.29. Корпусы насоса и регулятора изготавливаются из алюминиевого сплава. Насосные секции (плунжерная пара, нагнетательный клапан, штуцер головки насоса) монтируются в съемную головку, которая крепится к насосу на шпильках. В головке имеются П-образный канал для подвода и отвода топлива к секциям и перепускной клапан, поддерживающий давление в канале от 0,07 до 0,12 МПа.

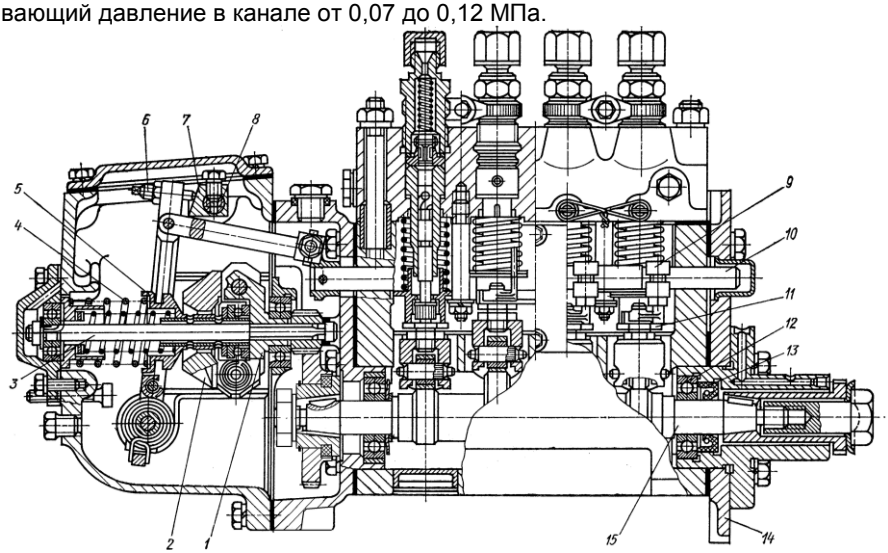


Рис.29. Топливный насос серии ТН.

1 – ступица регулятора; 2 – груз; 3 – валик регулятора; 4 – пружина регулятора; 5 – муфта; 6 – вильчатый рычаг; 7 – призматический упор; 8 – валик обогатителя; 9 – поводок плунжера; 10 – рейка; 11 – толкатель; 12 – подшипник; 13 – уплотнение; 14 – фланец; 15 – кулачковый вал.

На 4-х цилиндровые дизели типа А-41 устанавливается топливный насос А4ТН – 10х10, аналогичный топливному насосу 4ТНМ12, но без пневмокорректора или 4ТН12; на дизели типа Д-442 – АТНМ 4 100 10-20 аналогичный топливному насосу А4ТН-10х10, но с пнемокорректором или 4ТНМ12.

На 6-ти цилиндровые дизели типа А-01М устанавливается топливный насос 6ТН-10х10, аналогичный топливному насосу 6ТНМ12, но без пневмокорректора или 6ТН12; на дизели типа Д-461 – АТНМ6 100 10, который аналогичен топливному насосу 6ТН-10х10, но с пневмокорректором или 6ТНМ12.

Топливные насосы различаются как комплектацией различных деталей и узлов, так и регулировочными параметрами. Топливные насосы 4ТН12 и 4ТНМ12 имеют измененную конструкцию привода топливного насоса. На топливных насосах 6ТН12 и 6ТНМ12 увеличен диаметр передней опорной шейки кулачкового вала.

Для осмотра и регулировки насоса на корпусах регулятора и насоса имеются смотровые люки.

Основные отличительные особенности названных топливных насосов указаны в таблице 5.

Таблица 5. Основные конструктивные показатели ТНВД.

Обозначение ТНВД	Число секций	Установка на дизеле	Плунжерные пары	Кулачковый вал		Головка ТНВД
				Профиль кулачка	Ход кулачка	
А4ТН-10Х10	4	фланцевая	445-16с15 несоосные окна	симметричный	10	2-канальная
6ТН-10Х10	6	на кронштейне	-//-	-//-	-//-	-//-
АТНМ410010	4	фланцевая	461-16с15-01 соосные окна	-//-	-//-	2-канальная с экранами
АТНМ610010	6	на кронштейне	-//-	-//-	-//-	-//-
4ТН12	4	фланцевая	1261-16с15-04 соосные окна	несимметричный	12	2-канальная без экранов
6ТН12	6	на кронштейне	-//-	-//-	-//-	-//-
4ТНМ12	4	фланцевая	-//-	-//-	-//-	-//-
6ТНМ12	6	на кронштейне	-//-	-//-	-//-	-//-

Плунжерная пара 445-16с15 имеет несоосные окна, т.е. окно во втулке плунжера разнесены по высоте, верхнее – наполнительное, нижнее – отсечное. Плунжер имеет дополнительную дренажную спираль для отвода просочившегося топлива в линию низкого давления.

Плунжерная пара 461-16с15-01 имеет соосные окна, т.е. окно во втулке плунжера находятся на одной высоте и является как наполнительными, так и отсечными. Во втулке плунжера на внутренней поверхности имеется дренажная канава, а на плунжере основная спираль внизу имеет удлинение для соединения дренажной канавки с линией низкого давления при нахождении плунжера в нижнем положении. Поводок плунжера запрессовывается под другим углом, чем в плунжерной паре 445-16с15.

Плунжерная пара 1261-16с15-04 имеет соосные окна, как и 461-16с15-01, но во втулке плунжера выполнено третье отверстие меньшего диаметра, чем основные два. На плунжере имеется дополнительная дренажная спираль для отвода просочившегося топлива в линии низкого давления через третье отверстие. Запрессовка поводка плунжера отличается от 461-16с15-01 на 90°.

Плунжерные пары 461-16с15-01 могут быть заменены на плунжерные пары 445-16с15, но не наоборот. Замену плунжерных пар необходимо производить только комплектно. Плунжерные пары 1261-16с15-04 не взаимозаменяемы с другими плунжерными парами.

Двухканальная головка топливного насоса (рисунок 30 а) – в головке для подвода топлива к плунжерным парам по бокам выполнены два топливоподводящих канала. При установке плунжерных пар с соосными окнами в топливоподающие каналы устанавливаются защитные экраны 3, предохраняющие головку топливного насоса от разрушения струями, действующими при отсечке топлива.

Одноканальная головка топливного насоса (рисунок 30 б) – в головке для подвода топлива к плунжерным парам выполнен один центральный канал вдоль продольной оси головки. Окна во втулке плунжера расположены вдоль оси этого канала, а не перпендикулярно к осям каналов, как в двухканальной головке. Поэтому струя топлива, возникающая при отсечке топлива, попадает на стальную втулку плунжера, а не на алюминиевую головку топливного насоса и необходимость в защитных экранах отпадает.

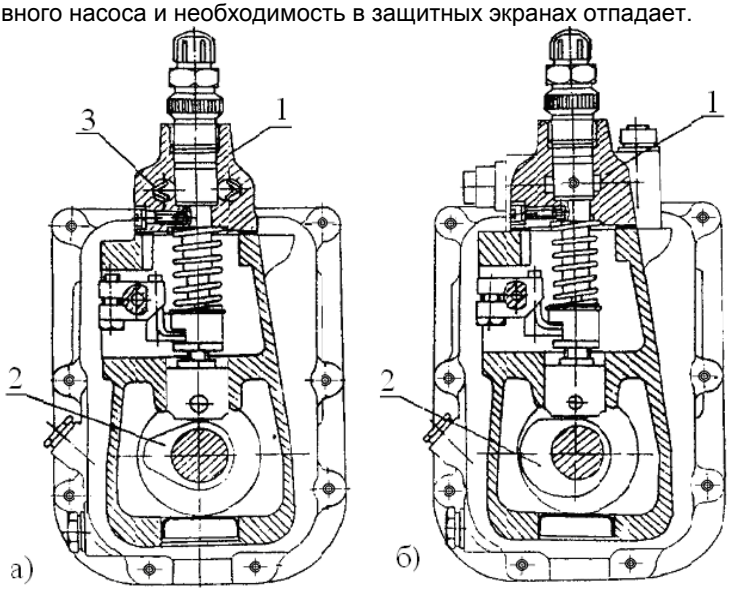


Рис. 30. Виды топливных насосов ТН:

а) 1 – двухканальная головка ТНВД; 2 – кулачковый вал с симметричным профилем кулачка; 3 – экран (только для наддувных дизелей);

б) 1 – одноканальная головка ТНВД; 2 – кулачковый вал с несимметричным профилем кулачка.

Кулачковый вал изготавливается в зависимости от типа двигателя с кулачками дугового или тангенциального профиля и устанавливается в корпусе на подшипниках качения. ТНВД серии ТН имеют кулачковый вал с симметричными концами, поэтому для правильной его установки (чтобы соблюдался порядок работы 1-3-4-2) на цилиндрической поверхности около первого кулачка наносится метка.

Профиль кулачка может различаться. Симметричный кулачок (рис.30, а) производится с идентичной правой и левой частью кулачка, несимметричный кулачок (рис.30, б) – с различной. Сбегающая часть кулачка выполнена плавной, что необходимо для устранения случаев отрыва ролика толкателя плунжера от поверхности профиля кулачка при увеличении хода плунжера до 12 мм.

Равномерность подачи топлива по секциям регулируется разворотом плунжеров (смещением того или иного хомутика поводка плунжера относительно рейки насоса), а угол начала подачи – винтом толкателя.

На насос может устанавливаться электромагнитный клапан, перекрывающий подачу топлива от фильтра тонкой очистки в головку ТНВД.

Регулятор серии ТН топливного насоса расположен в отдельном корпусе и прикреплен сзади к топливному насосу. Валик 7 (рис.31) регулятора расположен в корпусе на двух шарикоподшипниках и получает вращение от кулачкового вала насоса через пару шестерен 18.

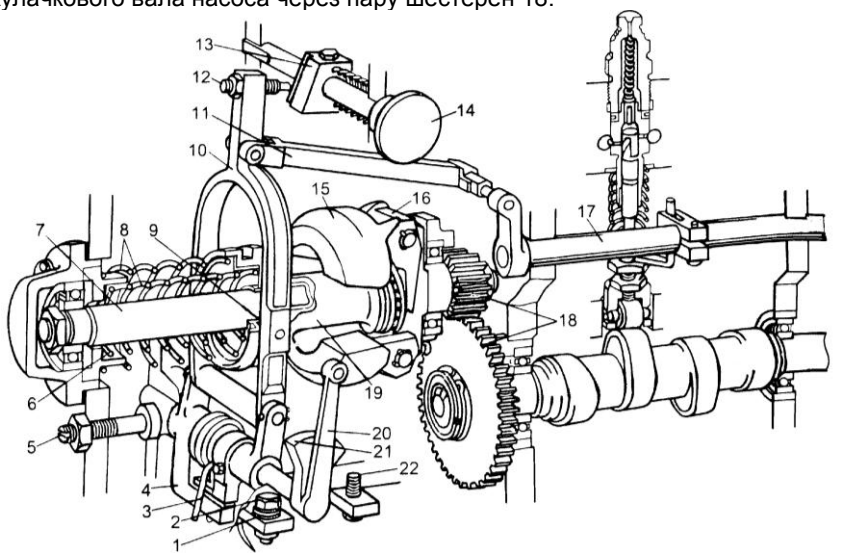


Рис.31. Всережимный регулятор ТНВД серии ТН.

1- регулировочные шайбы; 2- болт-ограничитель максимальной частоты вращения; 3- двойная спиральная пружина корректора; 4- кронштейн; 5- упорный болт кронштейна; 6- регулировочная прокладка; 7- валик регулятора; 8- пружины; 9- шип вилки; 10- вилка; 11- тяга рейки; 12- винт вилки; 13- призма; 14- кнопка валика обогатителя; 15- груз; 16- ступицы грузов; 17- рейка топливного насоса; 18- шестерни; 19- муфта; 20- рычаг управления регулятором; 21- сектор; 22- винт.

На валике жестко посажены ступица 16 с двумя грузами 15, подвижная муфта 19 и две пружины 8. При работе двигателя на муфту действуют две противоположно направленные силы: сила пружин и центробежная сила грузов. Перемещаясь под действием этих сил, муфта поворачивает вилку 10 через шипы 9, входящие в пазы муфты.

Вилка соединена тягой 11 с рейкой топливного насоса. Винт 12 вилки при номинальной подаче топлива упирается в призму 13 корректора, имеющую наклонную площадку. С помощью кнопки 14 призма может выходить из-под винта при пуске двигателя в холодное время года. Кронштейн 4 свободно надет на валик рычага 20 управления регулятором, но соединен с ним двойной спиральной пружиной 3, усики которой охватывают кронштейн 4. Заданный скоростной режим работы двигателя устанавливается перемещением рычага 20 управления регулятором. Шестерни привода регулятора разных лет выпуска имеют различные модуль и число зубьев, на что следует обращать внимание при замене регулятора.

Работа регулятора. При работе двигателя на установившемся номинальном режиме рычаг управления 3 (рис.32) находится на упоре в болт 7. Сила инерции грузов 1 компенсируется совместным усилием пружин 10 и 11, за счет чего муфта 2 грузов находится в определенном положении. Под действием спиральной пружины 5 рычаг 13 повернут до упора болта 14 номинальной подачи в призму 15 и через тягу 16 задает положение рейки ТНВД 17.

При снижении нагрузки на двигатель частота вращения кулачкового вала 21 возрастает и под действием центробежной силы грузов 1 регулятора муфта 2 перемещается, сжимая пружины 10 и 11 (рис.32,б). При этом муфта поворачивает рычаг 13 вокруг нижнего конца, что приводит к перемещению рейки 17 ТНВД в сторону уменьшения подачи. Как только в цилиндры начинает подаваться меньше топлива, частота вращения падает, центробежная сила грузов 1 снижается и за счет пружин 10 и 11 рычаг 13, а, следовательно, и рейка 17 возвращаются в исходное положение.

Для преодоления кратковременных перегрузок необходимо увеличивать подачу топлива. Так при замедлении машины частота вращения падает усилие пружин 10 и 11 становится выше центробежной силы грузов 1. Муфта 2 с рычагом 13 стремятся переместиться в сторону увеличения подачи, но болт 14 номинальной подачи ограничивает перемещение скользя по призме 15 вверх под действием спиральной пружины 5 (рис.32,в). Данная схема позволяет реализовать маленький ход рейки при больших изменениях частоты вращения и несколько снизить колебания рычага регулятора.

Преодоление перегрузки вызывает увеличение частоты вращения и центробежной силы грузов 1, что возвращает регулятор в положение номинальной подачи топлива.

Частичные режимы работы устанавливаются рычагом 3 управления. При этом положение рейки 17 определяется уравновешивающимися усилиями центробежной силы грузов 1 с одной стороны, пружин 10, 11 и 5 с другой. Болт 14 номинальной подачи на частичных режимах не касается призмы 15.

Перемещение рычага 3 управления до упора в болт 4 вызывает поворот рычага 13 вокруг оси закрепленной на муфте 2 в сторону выключения подачи топлива. Данное положение используется для останова двигателя.

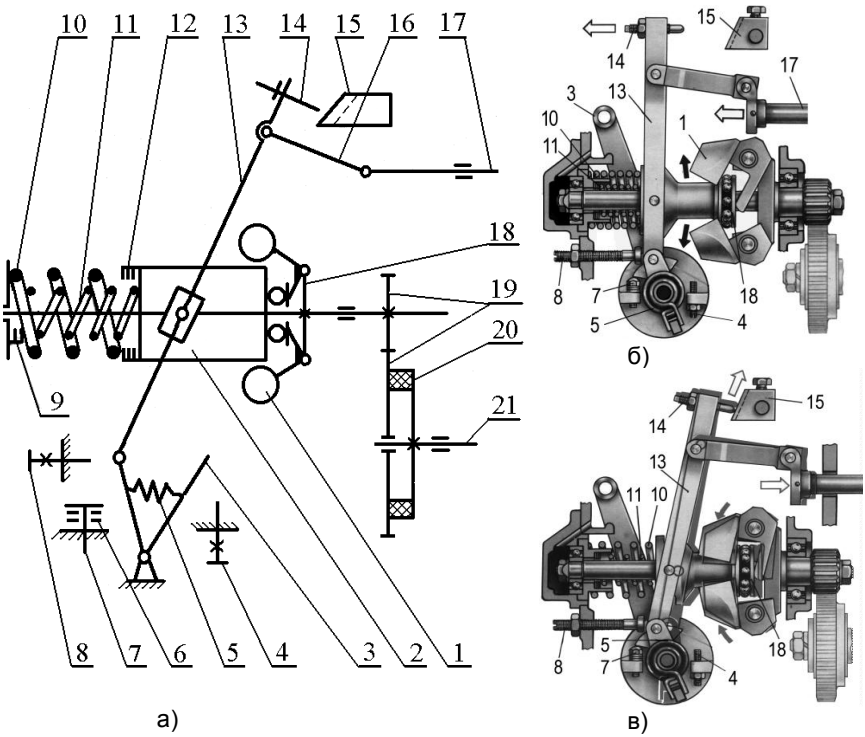


Рис.32. Схема регулятора ТН.

а) общая схема; б) выключение подачи регулятором; в) коррекция подачи топлива при перегрузке.

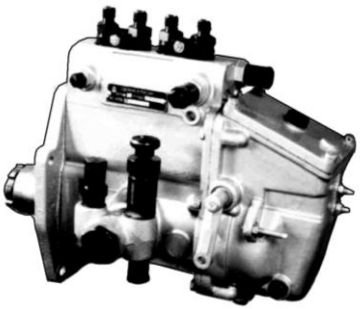
1 - груз регулятора; 2 - муфта грузов регулятора; 3 - рычаг управления регулятором; 4 - болт «Стоп»; 5 - пружина; 6,9,12 - регулировочные шайбы; 7- болт максимальной частоты вращения; 8 - болт упора; 10,11 - пружина регулятора; 13 - рычаг регулятора; 14- болт номинальной подачи; 15 - призма; 16 - тяга; 17 - рейка ТНВД; 18 - упорный подшипник; 19 - шестерни привода регулятора; 20 - демпфер; 21- кулачковый вал насоса.

Необходимое увеличение подачи топлива при запуске дизеля обеспечивается перемещением призмы 15 в сторону за специальную рукоятку. Болт 14 номинальной подачи при этом входит в канавку призмы 15 (обозначенную пунктиром на рис.32,а) за счет чего рейка 17 перемещается на дополнительную величину. Увеличение частоты вращения при запуске вызывает выброс рычага в сторону выключения подачи, и подпружиненная призма становится в исходное положение.

2.6.2 ТНВД серии УТН

ТНВД серии УТН выпускаются Ногинским ЗТА, в основном, для дизелей Минского, Владимирского тракторных заводов и АО «Рыбинские моторы». В последнее время выпускаются модификации для Алтайских дизелей А-41

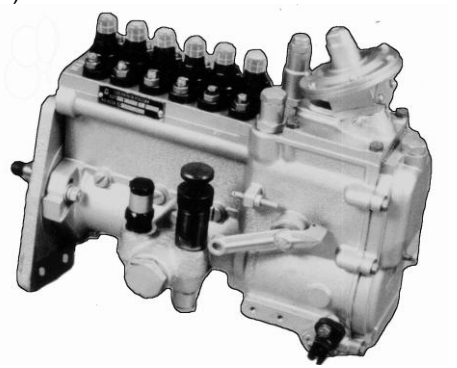
и Харьковских дизелей СМД-14 (-18). Применение насосов по разным маркам дизелей и машин приведено в приложении 5, а общий вид некоторых насосов показан на рис.33.



а)

б)

в)



г)

Рис.33. Общий вид ТНВД серии УТН.

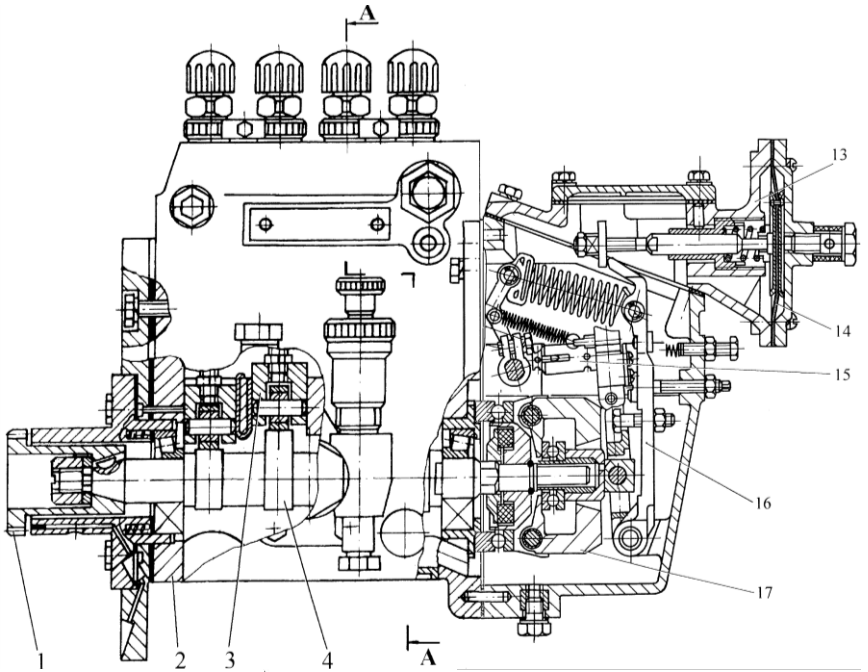
а) 4УТНМ для дизеля Д-243; б) 4УТНИ-Т для дизеля Д-245.12; в) 2УТНМ для дизеля Д-120; г) 627 для дизеля Д-260.

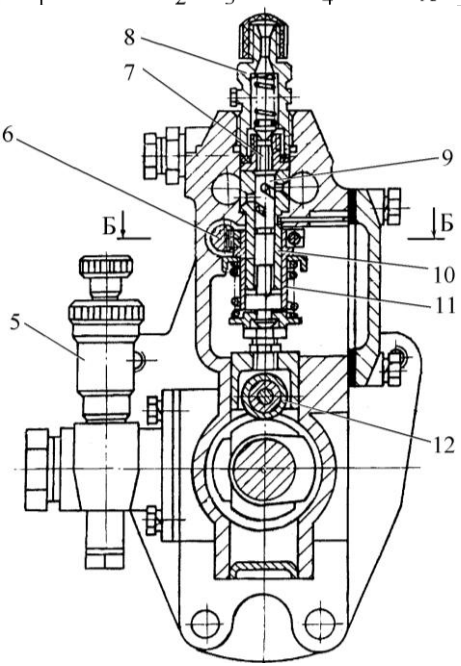
Насосы выпускаются в правом и левом исполнении, отличающиеся в основном установкой рычага управления, топливоподкачивающего насоса и конструкциями плиты крепления насоса к двигателю. У насосов последних модификаций предусмотрена централизованная смазка маслом от системы смазки двигателя. Насосы, предусмотренные для установки на дизели с турбонаддувом, комплектуются пневмокорректорами.

Основные модификации ТНВД комплектуются плунжерными парами диаметром 9 мм. На насосах 4УТНИ-Т (рис.33, б) применяется плунжерная пара диаметром 10 мм. и оригинальный нагнетательный клапан. Также указанные ТНВД имеют модернизированный регулятор с двумя рычагами управления и измененный привод (вместо шлицевой втулки используется коническое сопряжение).

Устройство ТНВД рассмотрим на примере насоса 4УТНМ-Т (рис.34). Корпус насоса 2 выполнен из алюминиевого сплава в виде блочной конструкции. Непосредственно в корпусе штуцером 8 через нагнетательный клапан 7 закреплена втулка плунжера 10.

Насос оборудуется всережимным регулятором и пневмокорректором.





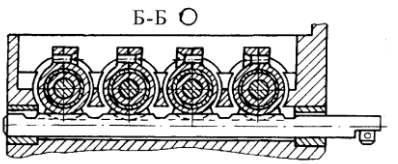
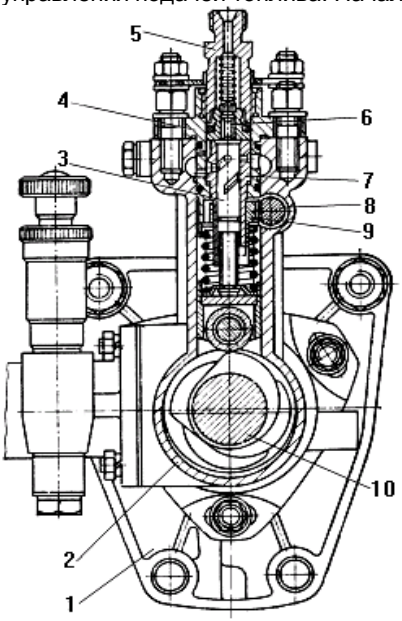


Рис.34 Топливный насос 4УТНМ-Т: 1 – шлицевая втулка; 2 – корпус ТНВД; 3 – толкатель; 4 – кулачковый вал; 5 – топливопрокачивающий насос; 6 – рейка; 7 – нагнетательный клапан; 8 – штуцер; 9 – плунжер; 10 – втулка плунжера; 11 – поворотная втулка; 12 – ролик толкателя; 13 – корпус пневмокорректора; 14 – мембрана пневмокорректора; 15 – корректор; 16 – основной рычаг регулятора; 17 – груз.

В корпусе 2 на самоподжимных конических подшипниках установлен кулачковый вал 4, воздействующий через толкатели 3 на плунжеры 9. Профиль кулачков тангенциальный (в насосах УТНИ - несимметричный), оси роликов толкателей плавающего типа. В головке болта толкателя предусмотрен цилиндрический выступ, по которому центрируется нижняя тарелка пружины.

Топливоподкачивающий насос приводится в действие эксцентриком кулачкового вала. Снизу блок имеет люки напротив каждого отверстия толкателя. Регулятор насоса выполнен по схеме с последовательным включением корректора, имеет ускоряющую передачу на валик регулятора. Регулировки начала подачи и межсекционной неравномерности аналогичны насосам типа УТН.

В головке имеются разделенные каналы для подвода и отвода топлива к секциям. Здесь же в медных втулках размещена зубчатая рейка 6 для управления подачей топлива. Начало подачи регулируется винтом толкателя, а равномерность подачи – разворотом плунжеров, осуществляемым втулкой с зубчатым венцом.



В ОАО «НЗТА» разработаны и производятся ТНВД серии 627 с подвесными секциями и расстоянием между центрами плунжерных пар 27 мм. для четырех- и шестицилиндровых дизелей (Д-260Т, Д-265, Д-245, семейства СМД и др.). Диаметр плунжера 10 мм, ход 7-11 мм., максимальная цикловая подача 150 мм^3/цикл (рис.35).

Рис.35. Топливный насос 627 тип «компакт»: 1 – фланец; 2 – корпус; 3 – плунжер; 4 – корпус секции; 5 - штуцер; 6 – нагнетательный клапан; 7– втулка плунжера; 8 – рейка; 9 – поворотная втулка; 10– кулачковый вал.

Малогабаритный регулятор насоса серии УТН имеет четыре груза 6 (рис.36), соединенные осями со ступицей 2, которая свободно сидит на кулачковом валу 1. Вал со ступицей связан через резиновые демпферы 3, которые уменьшают неравномерность вращения грузов регулятора. По хвостовику кулачкового вала свободно передвигается муфта 7 регулятора с упорным шарикоподшипником. Через упорную пяту 8 муфта взаимодействует с промежуточным рычагом 9 регулятора. Корпус насоса выполнен из алюминиевого сплава, кулачковый вал тангенциального профиля. Регулирование угла начала подачи производится прокладками под фланец секции, неравномерности подачи – поворотом секции. Насос оборудуется всережимным регулятором и пневмокорректором.

В задней части регулятора на оси установлены основной 14 и промежуточный 9 рычаги. В верхней части промежуточный рычаг соединен тягой с рейкой 18 насоса. В промежуточный рычаг 9 ввернут корректор 12. Промежуточный и основной рычаги связаны болтом 10, который обеспечивает необходимый свободный угловой ход между ними. Основной рычаг 14 соединен через пружину 16 регулятора с рычагом 4 управления. В наружный прилив корпуса регулятора ввернут винт 19, который ограничивает натяжение пружины регулятора. В заднюю стенку корпуса регулятора ввернуты болт 11 номинальной подачи топлива (жесткий упор) и винт 13 прекращения подачи топлива.

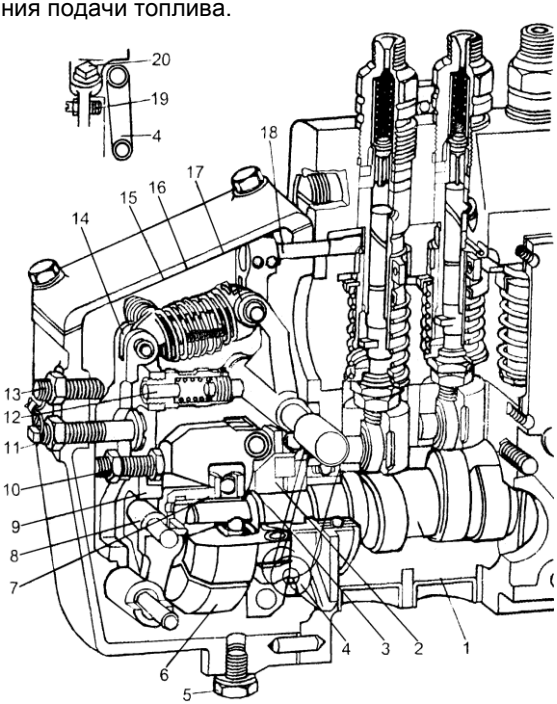


Рис.36. Всережимный регулятор 4УТНМ:
1- кулачковый вал; 2- ступица; 3- резиновые демпферы; 4- рычаг управления; 5- сливная пробка; 6- груз; 7- муфта; 8- упорная пята; 9 и 14- промежуточный и основной рычаги; 10- соединительный болт; 11- болт номинальной подачи топлива; 12- корректор; 13- противоразносной винт; 15- пусковая пружина; 16- пружина регулятора; 17- рычаг; 18- рейка насоса.

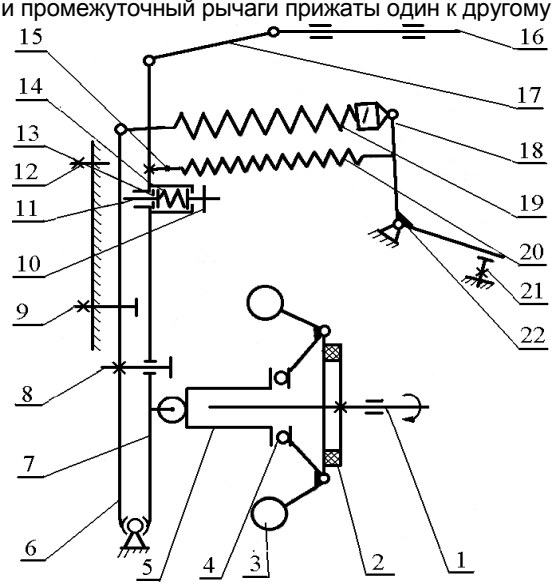
В регуляторе предусмотрен автоматический обогатитель подачи топлива на пусковой частоте вращения коленчатого вала двигателя. Пружина 15 обогатителя соединяет промежуточный рычаг 9 рычагом 4 управления.

При пуске двигателя (рис.37, а) рычаг 22 управления поворачивают до упора в винт 21. Пружина 19 регулятора перемещает основной рычаг 6 до упора в головку болта 9, а пружина 20 обогатителя перемещает промежуточный рычаг 7 и соединенную с ним рейку 16 насоса вперед (на рисунке - вправо), обеспечивая увеличение подачи топлива, необходимое для пуска двигателя. После запуска двигателя грузы 3 регулятора под действием центробежной силы расходятся и выступами перемещают муфту 5, а вместе с ней промежуточный рычаг 7 и рейку назад, уменьшая подачу топлива.

Если рычаг 22 управления подачей топлива повернуть вверх до отказа (рис.37, б), то пружина 19 регулятора сначала полностью сожмется и затем, действуя как жесткая тяга, передвинет основной рычаг 6 назад до упора в

винт 12 прекращения подачи топлива. Посредством болта 8 промежуточный рычаг и связанная с ним рейка 16 топливного насоса перемещаются вместе с основным рычагом, подача топлива прекращается и двигатель останавливается.

При максимальной частоте вращения холостого хода рычаг управления регулятора упирается в винт 21. Двигатель, не имея нагрузки, работает с повышенной частотой вращения коленчатого вала. Центробежная сила вращающихся грузов увеличивается и, преодолевая усилие пружин 19 и 20, отклоняет рычаги 6 и 7 влево, перемещая рейку в сторону уменьшения подачи топлива. В результате этого частота вращения коленчатого вала снижается. В дальнейшем центробежная сила грузов уравновешивается усилием пружины 19 регулятора, а рейка насоса находится в определенном промежуточном положении. При этом шток корректора 11 утоплен, а основной и промежуточный рычаги прижаты один к другому и работают как одно целое.



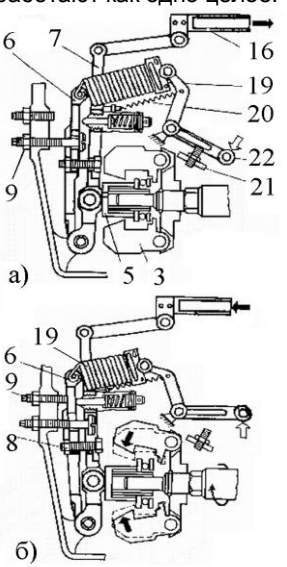


Рис.37. Схемы работы регулятора серии УТН:
а- при пуске; б- при остановке; в- при перегрузке.
1- вал кулачковый; 2-демфер; 3-груз регулятора; 4-упорный подшипник; 5-муфта грузов регулятора; 6-основной рычаг; 7-промежуточный рычаг; 8-винт ограничения хода промежуточного рычага; 9-винт номинальной подачи; 10-винт регулировки предварительного натяжения пружины корректора; 11-шток корректора; 12-винт упора; 13-регулировочная шайба хода штока корректора; 14-пружина корректора; 15-винт регулировки пружины пускового обогатителя; 16-рейка ТНВД; 17-тяга; 18-серьга пружины; 19-пружина регулятора; 20-пусковая пружина; 21-винт ограничения максимальной частоты вращения; 22-рычаг управления подачей топлива.

Когда двигатель нагружен полностью, частота вращения коленчатого вала снижается, и центробежная сила грузов уменьшается. Под действием пружины регулятора промежуточный и основной рычаги перемещаются вперед до упора основного рычага в головку болта. Если нагрузка постоянная, то устанавливается равновесие между усилием пружины регулятора и центробежной силой грузов, частота вращения коленчатого вала при этом номинальная. При изменении нагрузки равновесие нарушается, и промежуточный рычаг перемещается вместе с рейкой насоса, изменяя подачу топлива.

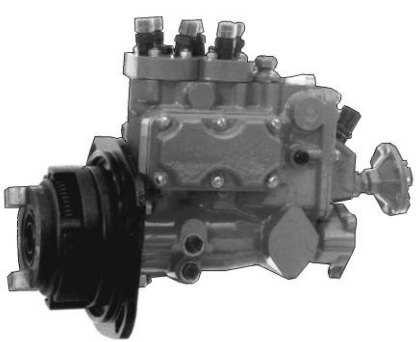
Если двигатель перегружен (рис.37, в), то частота вращения коленчатого вала падает, центробежная сила грузов ослабевает настолько, что пружина 14 корректора, воздействуя с помощью штока 11 на основной рычаг, перемещает промежуточный рычаг 7 и рейку 16 вперед, дополнительно повышая подачу топлива. При этом крутящий момент двигателя растет и преодолевается перегрузка. Корректор может увеличивать подачу топлива на 15...20% по сравнению с подачей топлива при номинальной нагрузке.

Ранее рассматривалась работа регулятора при упоре рычага управления в винт максимальной частоты вращения. Перемещением рычага 22 управления подачи топлива можно изменять степень растяжения пружины 19 регулятора и, следовательно, заданный скоростной режим двигателя. Во время работы трактора при неполной нагрузке целесообразно для экономии топлива выбрать пониженный скоростной режим двигателя.

2.6.3 ТНВД серии НД.

Двухсекционные ТНВД серии НД выпускаются обоими заводами для шестицилиндровых дизелей Харьковского и Минского тракторных заводов и, кроме того, АО «Куро аппаратура» еще производит односекционные ТНВД для дизелей Минского и Владимирского тракторных заводов. Применение насосов по разным маркам дизелей и машин приведено в приложении 5, а общий вид некоторых насосов показан на рис. 38.

Насосы выпускаются в правом и левом исполнении, отличающиеся в основном установкой рычага управления, топливоподкачивающего насоса и конструкциями плиты крепления насоса к двигателю. У насосов последних



а)

б)

Рис.38. Общий вид ТНВД серии НД.
а) НД 22/6 для дизеля СМД-62; б) НД 21/4 для дизеля Д-21А1.

модификаций предусмотрена централизованная смазка маслом от системы смазки двигателя и кулачковый вал, выполненный как одно целое с валом привода подкачивающего насоса. Насосы комплектуются плунжерными парами диаметром 9 и 10 мм. Насосы, предусмотренные для установки на дизели с турбонаддувом, комплектуются пневмокорректорами.

Устройство ТНВД рассмотрим на примере насоса НД 22/6 (рис.39).

Корпуса насосов отливают из алюминиевого сплава, головки цельные, стальные. На выходе каждого нагнетательного канала в головке установлен штуцер с нагнетательными клапанами двойного действия пластинчатого типа. В насосах НД-21 используются кулачки вогнутого профиля, в насосах НД-22 – тангенциального. Плунжер-распределитель приводится во вращение через коническую передачу и цилиндрические шестерни.

Плунжер относительно вала регулятора установлен так, что к началу его нагнетательного хода надплунжерное пространство через распределительный паз оказывается соединенным с топливопроводом, ведущим к очередной форсунке. Нагнетание топлива к форсунке продолжается до момента, когда отсечной паз плунжера начинает выходить из дозатора. Величина цикловой подачи регулируется изменением положения дозатора.

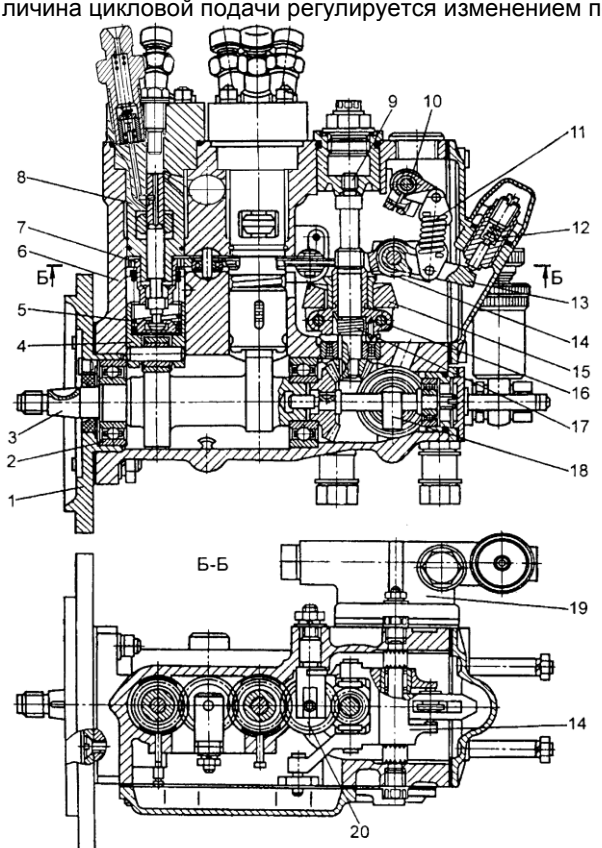


Рис.39. Топливный насос НД-22:
1- установочный фланец; 2- подшипник; 3- кулачковый вал; 4- толкатель; 5- пружина; 6- корпус; 7- зубчатая втулка; 8- головка; 9- валик регулятора; 10- рычаг управления; 11- пружина регулятора; 12- корректор в сборе; 13- рычаг корректора; 14- вильчатый рычаг; 15-груз; 16- ступица грузов; 17- упругое звено; 18- валик привода подкачивающего насоса; 19- подкачивающий насос; 20- промежуточная шестерня.

Регулятор ТНВД всережимный, центробежного типа. Валик 9 занимает вертикальное положение, приводится во вращение через коническую пару шестерен от кулачкового вала 3 топливного насоса и имеет частоту вращения в два раза большую, чем кулачковый вал. В нижней части на валике установлена ступица 16 крестовины грузов, которая соединена с валиком спиральной пружиной 17. Она предохраняет механизм регулятора от перегрузок при резких изменениях частоты вращения валика. Грузы 15 шарнирно закреплены в ушках крестовины. Ножки грузов снабжены роликами, которые воздействуют на муфту, сидящую на валике. С другой стороны в муфту упирается двуплечий рычаг 14 под действием пружины 11. Ее натяжение можно изменить наружным рычагом 10. Перемещение наружного рычага 10 управления регулятором ограничено двумя упорными винтами. Двуплечий рычаг соединен системой тяг и рычагов с дозатором секции ВД.

В заднюю крышку ввернут корректор 12, необходимый для увеличения подачи топлива насосом при временных перегрузках. В корпусе корректора находятся шток, нагруженный пружиной и ограничитель хода штока. Усилие пружины штока регулируют винтом. Увеличение подачи топлива при пуске обеспечивается автоматическим обогатителем (пружиной).

Во время работы двигателя валик регулятора вращается вместе с грузиками 21 (рис.40). При установившемся режиме работы двигателя и заданном положении рычага 7 управления центробежная сила грузов 21 уравновешена усилием главной пружины 10, благодаря чему дозатор 2 удерживается в определенном положении, а коленчатый вал двигателя вращается с установленной частотой.

При уменьшении нагрузки частота вращения коленчатого вала двигателя увеличивается. Возрастающая центробежная сила грузов 21 преодолевает усилие пружины 10 и перемещает муфту 22 вверх, а система тяг передвигает дозатор 2 вниз, уменьшая подачу топлива насосом (рис.40,б). Частота вращения коленчатого вала снижается до установленной, а между пружиной регулятора и центробежной силой грузов восстанавливается равновесие.

При полной нагрузке рычаг 7 управления переводят в крайнее положение до упора в винт 8 максимального скоростного режима. Центробежная сила грузов уравновешена главной пружиной, и через систему тяг дозаторы устанавливаются в положение, обеспечивающее требуемую подачу топлива соответственно нагрузке двигателя на данном скоростном режиме.

При перегрузке (рис.40,а) частота вращения коленчатого вала двигателя временно снижается. Центробежная сила грузов 21 уменьшается, под действием главной пружины 10 муфта 22 опускается, а двуплечий рычаг 20 и рычаг 19 корректора перемещаются против хода часовой стрелки. Рычаг 19 через шток 18 сжимает пружину 17 корректора. Это позволяет другому концу двуплечего рычага опуститься ниже и через систему тяг переместить дозатор 2 в сторону увеличения подачи топлива для преодоления кратковременной перегрузки. После преодоления перегрузки частота вращения коленчатого вала двигателя увеличивается, а возросшая центробежная сила грузов 21 преодолевает усилие главной пружины 10. Муфта 22 занимает такое положение, при котором рычаг 19 слегка касается штока 18 корректора.

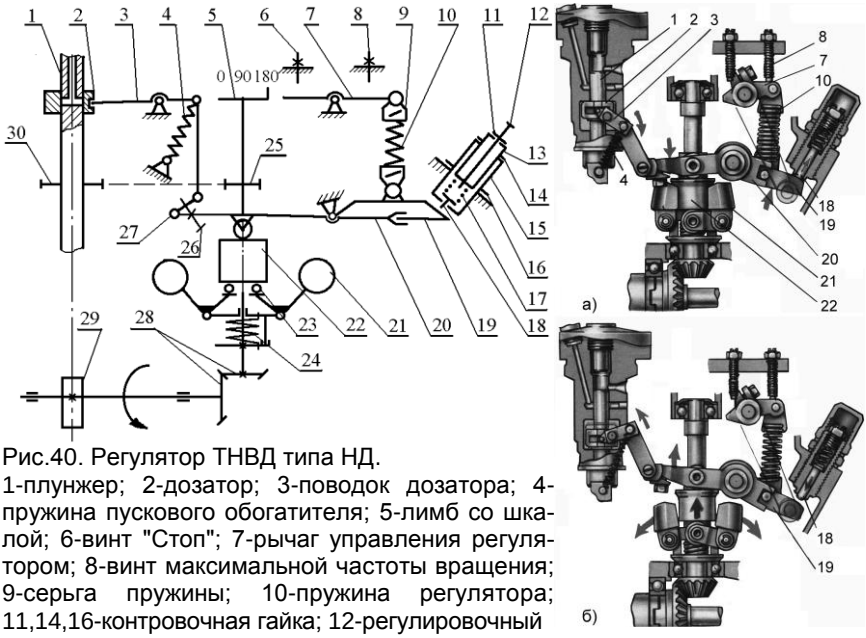


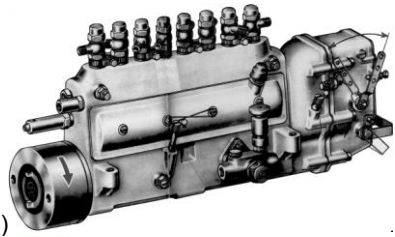
Рис.40. Регулятор ТНВД типа НД.
1-плунжер; 2-дозатор; 3-поводок дозатора; 4-пружина пускового обогатителя; 5-лимб со шкалой; 6-винт "Стоп"; 7-рычаг управления регулятором; 8-винт максимальной частоты вращения; 9-серьга пружины; 10-пружина регулятора; 11,14,16-контровочная гайка; 12-регулировочный винт хода штока корректора; 13-винт регулировки натяжения пружины корректора; 15-корпус корректора; 17- пружина корректора; 18-шток корректора; 19-рычаг корректора; 20-основной рычаг; 21-груз регулятора; 22- муфта грузов регулятора; 23-упорный подшипник; 24- демпфер; 25-шестерня валика регулятора; 26-стяжной болт; 27-эксцентриковый палец; 28-шестерни привода валика регулятора; 29-кулачковый вал; 30-зубчатая втулка.

2.6.4 ТНВД серии ЯМЗ.

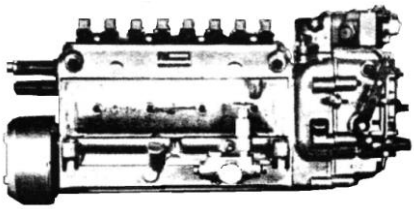
Рядные ТНВД серии ЯМЗ выпускаются для шести-, восьми- и двенадцатицилиндровых дизелей Ярославского и Тутаевского моторных заводов. Применение насосов по разным маркам дизелей и машин приведено в приложении 5, а общий вид некоторых насосов показан на рис.41.

Корпус насоса монолитный, отлит из алюминиевого сплава, кулачковый вал тангенциального профиля вращается на двух подшипниках качения и опирается на подшипник скольжения. Роликовые толкатели фиксируются от разворота осью ролика. Применен зубчатый механизм поворота плунжеров. Рейка, обеспечивающая поворот плунжеров, установлена в расточках торцовых стенок блока на бронзовых втулках. От проворота она фиксируется при помощи винта, входящего в ее продольный паз и ввернутого в стенку блока насоса.

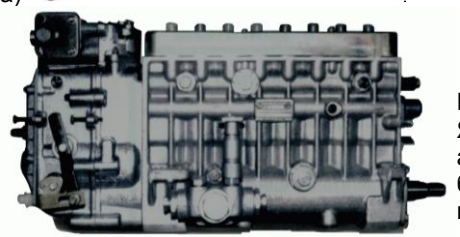
Насосы 43 серии комплектуются плунжерными парами диаметром 9 и 10 мм, 44 серии – 11 и 12 мм. Регулятор насоса выполнен по схеме с последовательным включением корректора, имеет ускоряющую передачу на валик регулятора. Применяется циркуляционная система смазки, на автомобильных дизелях применяется центробежная муфта опережения впрыскивания. Для дизелей с наддувом предусмотрена установка пневмокорректора с гидроусилением.



а)



б)



в)

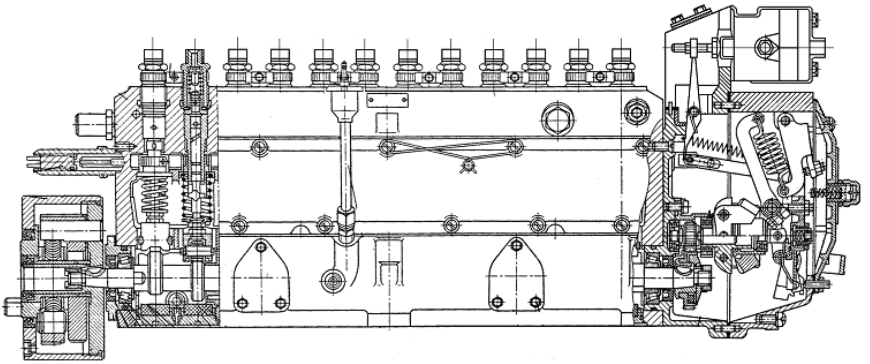
Рис.41. Общий вид ТНВД серии ЯМЗ.
а) 80.5-30 для дизеля ЯМЗ-238М2;
б) 806.5-40 для дизеля ЯМЗ-238Д;
в) 175 для дизеля ЯМЗ-7511.

Отличительной особенностью двенадцатисекционных насосов является использование двух топливоподкачивающих насосов. Подкачивающие насосы установлены непосредственно на двигатель и приводятся в действие от эксцентрика распределительного вала, при этом ручным подкачивающим насосом укомплектован только один подкачивающий насос. Последние изменения внесены в конструкцию насосной секции и связаны с уменьшением объема надплунжерного пространства. Усилена конструкция толкателя, внедрен кулачковый вал с увеличенным диаметром приводного конца.

Топливный насос 903.8-10 дизельного двигателя ЯМЗ-240 ПМ2 установлен между рядами цилиндров и приводится в действие от шестерни распределительного вала через автоматическую муфту опережения впрыска (рис.42). Управление работой насоса осуществляется путем воздействия на рычаг управления и автоматически корректируется всережимным регулятором частоты вращения коленчатого вала в зависимости от нагрузки двигателя. Регулятор встроен в конструкцию насоса и связан с приводом управления.

Основными частями насоса высокого давления являются монолитный корпус 1, отлитый из алюминиевого сплава, кулачковый вал 39 тангенциального профиля и нагнетательные секции, состоящие из плунжерной пары 26, 27 и нагнетательного клапана 23, 25 грибкового типа с корректирующим отверстием.

Нагнетательные секции удерживаются штуцерами 17 и установочными винтами 9 в гнездах верхней части корпуса 1 насоса. Топливо к секциям подводится и отводится через продольные каналы, просверленные по всей длине корпуса насоса. Сбоку от нагнетательных секций в продольном сверлении корпуса размещена зубчатая рейка 28, зацепленная с зубчатыми секторами 7 каждого плунжера. Ход рейки ограничивается ограничителем. Свободный конец рейки, выходящий из корпуса насоса, соединен тягой с регулятором частоты вращения коленчатого вала, который управляет количеством подачи топлива. От поворота рейка фиксируется при помощи винта 29, входящего в ее продольный паз и ввернутого в стенку блока насоса.



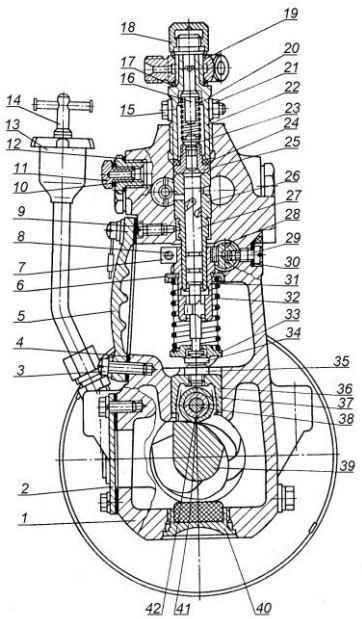


Рис.42. Топливный насос 903.8-10:
1-корпус; 2,5-крышка; 3,8-винт; 4,24,30-прокладка; 6-упор пружины; 7-зубчатый сектор; 9- стопор; 10- уплотнительное кольцо; 11-пробка; 12- футорка; 13- направляющая щупа; 14- масляный щуп; 15- болт; 16- вытеснитель; 17-штуцер; 18-накидная гайка; 19- поворотный угольник; 20-пружина; 21-гайка; 22- державка; 23,25-нагнетательный клапан; 25-рычаг рейки; 26,27- плунжерная пара; 28-рейка; 29- фиксатор; 31-пружина; 32-поворотная втулка; 33- тарелка пружины толкателя; 34-регулировочный болт толкателя; 35-контргайка; 36- толкатель; 38-ось ролика; 39- кулачковый вал; 40- заглушка; 41,42-внешняя и внутренняя обоймы ролика.

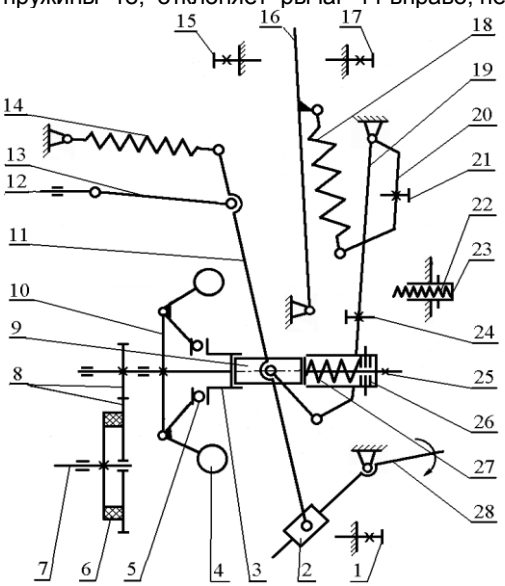
В нижней перегородке корпуса имеются гнезда для установки роликовых толкателей 36. От проворачивания толкатели удерживаются удлиненными осями роликов, которые входят в вертикальные пазы, выполненные в гнездах.

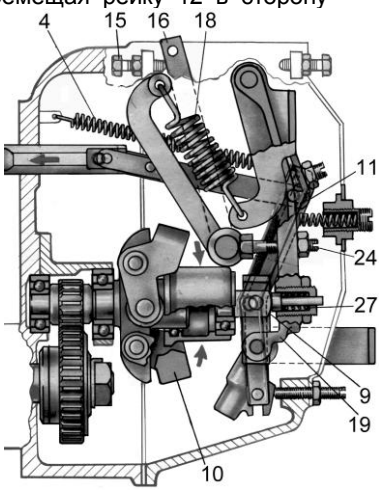
Кулачковый вал 39 насоса, установленный на двух подшипниках качения и подшипнике скольжения, имеет кулачки по числу нагнетательных секций и эксцентрик для привода подкачивающего насоса низкого давления. Свободные концы вала заканчиваются хвостовиками. Передний хвостовик служит для крепления муфты опережения впрыска, на заднем хвостовике кулачкового вала через демпфер закреплена шестерня привода регулятора.

Со стороны подкачивающего насоса на корпусе имеется съемная крышка 5. Крышка закрывает полость насоса, через которую открывается доступ для регулировки угла начала подачи и ее равномерности по секциям насоса.

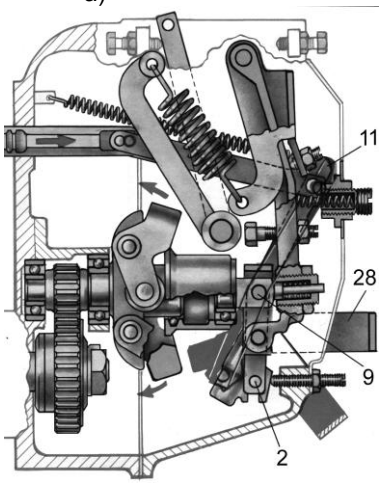
Схема работы. На номинальном режиме работы рычаг 16 (рис.43) управления регулятора упирается в винт 15. Пружина 18 регулятора через двуплечий рычаг 20 перемещает основной рычаг 19 и упорную пяту 9 с рычагом 11 тяги до упора болта 24 номинальной подачи в ось рычага 16. С противоположной стороны на упорную пяту 9 действует центробежная сила грузов 4, но на данном режиме этой силы не достаточно для преодоления усилия пружины 18 регулятора, поэтому рейка 12 находится в жестком положении на упоре в болт 24 номинальной подачи. При этом пружина 27 корректора сжата до упора рычага 11 в выступы рычага 19.

При повышении частоты вращения кулачкового вала (рис.43,б) центробежная сила вращающихся грузов 4 увеличивается и, преодолевая усилие пружины 18, отклоняет рычаг 11 вправо, перемещая рейку 12 в сторону





а)



б)

Рис.43. Схема регулятора ЯЗТА.
1-винт кулисы; 2-кулиса; 3-муфта грузов; 4-грузики; 5-подшипник; 6-демпфер; 7-кулачковый вал; 8-шестерни привода; 9-упорная пята; 10-державка грузов; 11-рычаг тяги; 12-тяга рейки; 13-рейка ТНВД; 14-пусковая пружина; 15-болт максимальной частоты вращения; 16-рычаг управления; 17-болт ограничения минимальных оборотов; 18-пружина регулятора; 19-рычаг регулятора; 20-двуплечий рычаг; 21-винт двуплечего рычага; 22-буферная пружина; 23-корпус пружины; 24-болт номинальной подачи; 25-гайка штока корректора; 26-регулировочная шайба натяжения пружины корректора; 27-пружина корректора; 28-скоба останова.

уменьшения подачи топлива. В результате этого частота вращения кулачкового вала снижается, центробежная сила грузов падает, и за счет усилия пружины 18 регулятора рейка ТНВД возвращается в исходное положение. С увеличением нагрузки частота вращения коленчатого вала снижается, и центробежная сила грузов 4 падает (рис.43,в). Под действием пружины 18 регулятора рычаг 19 находится на упоре в болт 24 номинальной подачи, но за счет действия пружины 27 корректора рычаг 11 перемещается в сторону увеличения подачи на величину хода штока корректора, устанавливаемого гайкой 25.

При пуске двигателя пружина 4 обогатителя перемещает рычаг тяги 11 и соединенную с ним рейку 12 насоса влево вокруг кулисы 2, обеспечивая увеличение подачи топлива. После запуска двигателя грузы 4 регулятора под действием центробежной силы расходятся и выступами перемещают муфту 5, а вместе с ней промежуточный рычаг 11 и рейку 12 назад до упора в корректор 27, уменьшая подачу топлива.

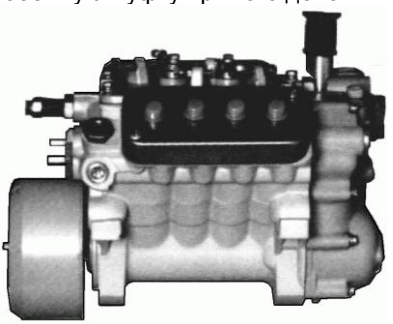
Если рычаг 22 управления подачей топлива повернуть до упора в болт 17 ограничения минимальных оборотов, то в отличие от тракторных регуляторов подача топлива не прекратится. В этом случае центробежная сила грузов 4 будет уравновешиваться усилием буферной пружины 22, и рейка 12 будет находиться в положении минимальной подачи. Для останова двигателя необходимо воздействовать на рычаг 27, при этом за счет скольжения кулисы 2 рычаг 11 поворачивается вокруг упорной пяты 9, перемещая рейку 12 в сторону выключения подачи.

2.6.5 ТНВД серии КАМАЗ.

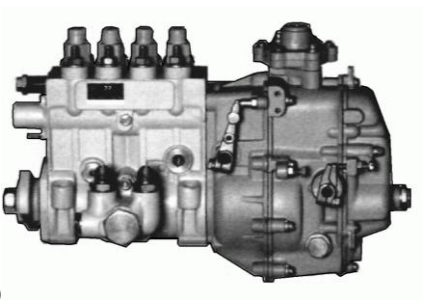
V-образные многоплунжерные насосы серии КАМАЗ, с углом развала между рядами секций 75°, выпускаются для шести- и восьмицилиндровых дизелей Камского автомобильного завода. В последние годы освоено производство ТНВД типа «компакт» с подвесными секциями для дизелей семейства ГАЗ-544, Д-245, Д-260, Д-65Н и др.

Применение насосов по разным маркам дизелей и машин приведено в приложении 5, а общий вид некоторых насосов показан на рис.44.

Большинство типов V-образных насосов имеют автоматическую центробежную муфту прямого действия и централизованную систему смазки.



а)

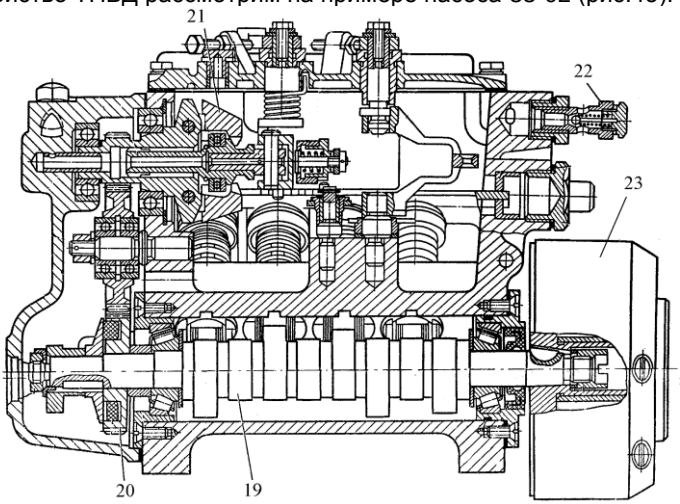


б)

Рис.44. Общий вид ТНВД серии КАМАЗ.
а) 33-02 для дизеля КАМАЗ-740; б) 77 для дизеля ГАЗ-544.

Модернизированные модели ТНВД серии 332, 337 имеют плунжерные пары диаметром 10 и 11 мм, оригинальные нагнетательные клапаны, кулачковый вал с увеличенными ходом плунжера и диаметром приводного конца. Для дизелей с наддувом предусмотрена установка пневмокорректора.

Устройство ТНВД рассмотрим на примере насоса 33-02 (рис.45).



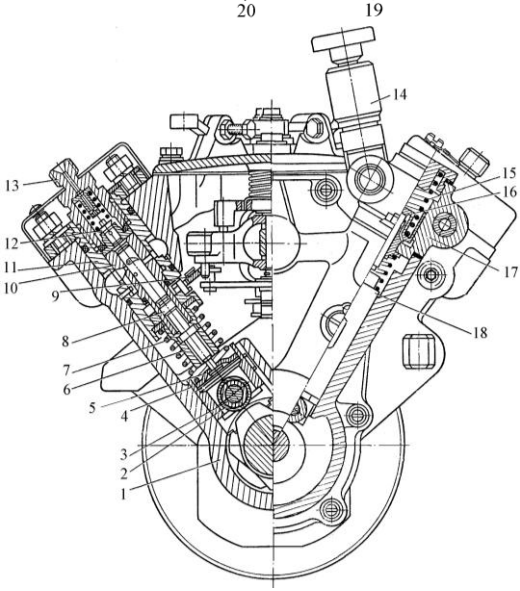


Рис.45. Топливный насос 33-02: 1- корпус; 2- ролик толкателя плунжера; 3- ось роликов; 4- толкатель; 5- тарелка пружины; 6- поворотная втулка; 7- пружина; 8- плунжер; 9- правая рейка; 10- втулка плунжера; 11- корпус секции; 12- нагнетательный клапан;13- штуцер;14- топливопрокачивающий насос; 15- пружина поршня; 16-поршень; 17-корпус топливоподкачивающего насоса; 18- толкатель подкачивающего насоса; 19- кулачковый вал; 20- ведущая шестерня регулятора; 21- груз; 22- перепускной клапан; 23- муфта опережения впрыскивания топлива.

В корпусе 1 насоса, отлитом из алюминиевого сплава, имеются гнезда для установки насосных секций 11, кулачкового вала 19, державки грузов 21, а также подводящие и отводящие каналы. Фланцы секции крепятся к корпусу насоса за две шпильки. Каждая насосная секция представляет собой сборочную единицу и включает в себя корпус 11, втулку 10 с плунже-

ром 8, поворотную втулку 6, нагнетательный клапан 12, седло которого прижато штуцером 13 к втулке плунжера. Плунжер приводится в движение от кулачкового вала посредством толкателя 4 через его ролик 2, проворачивающийся на неподвижной оси 3. Пружина 7 через тарелку 5 прижимает ролик к кулачку. От поворота толкатель фиксирует сухарь, выступ которого входит в паз корпуса ТНВД.

На переднем торце корпуса насоса закреплена крышка, на которой расположены топливоподкачивающий насос 16 с приводом от эксцентрика кулачкового вала и шестерни 20 привода регулятора. Здесь же расположен штуцер подвода централизованной системы смазки.

Регулирование угла начала подачи производится установкой пяты определенной толщины, равномерность подачи по секциям – ослаблением гаек крепления секций и поворотом секции в пределах овальных отверстий фланцев корпусов. Для изменения цикловой подачи плунжер поворачивается во втулке с помощью поворотной втулки, которая штифтом связана с дозирующей рейкой насоса.

Регулятор частоты вращения (рис.46) механический, грузы приводятся во вращение через цилиндрическую передачу и установлены в развале насоса. Рычаги и пружины регулятора имеют горизонтальное расположение, качание рычагов также происходит в горизонтальной плоскости. Всережимный регулятор выполнен по схеме с переменной деформацией главной пружины, причем с изменением предварительной деформации изменяется ее наклон к главному рычагу. Система рычагов включает в себя корректор, антикорректор и пусковой обогатитель.

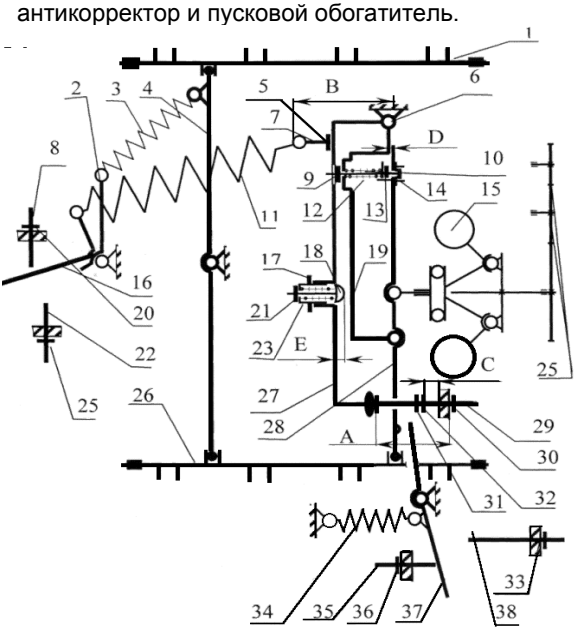


Рис.46. Схема регулятора. 1,26- рейка ТНВД; 2-рычаг пускового обогатителя; 3-пусковая пружина; 4-рычаг реек; 5, 9,13,20,21,25,30,31,32,33,36-гайка; 6-ось; 7-регулировочный болт; 8-болт минимальной частоты вращения; 10-болт антикорректора; 11-пружина регулятора; 12-пружина антикорректора; -гайка; 14-стопорная шайба; 15-грузики; 16-рычаг управления; 17- корпус корректора; 18-шток корректора; 19-рычаг антикорректора; 22-болт максимальной частоты вращения; 23-пружина корректора; 24- шестерни привода регулятора; 27-основной рычаг; 28-промежуточный рычаг;29-болт номинальной подачи; 34-возвратная пружина; 35-болт регулировки пусковой подачи; 37-рычаг останова; 38-болт ограничения хода.

На номинальном режиме работы рычаг 16 управления находится на упоре в болт 22 максимального скоростного режима. Под действием пружины 11 основной рычаг 27 поворачивается вокруг оси 6 до упора в болт 29 номинальной подачи. С противоположной стороны на рычаг 27 давят рычаг 19 антикорректора и промежуточный рычаг 28, перемещающиеся в сторону выключения подачи за счет центробежной силы грузиков 15. При этом пружины корректора 23 и антикорректора 12 находятся в сжатом положении, обеспечивая жесткую фиксацию промежуточного рычага 28, который определяет положение реек 26 и 1.

С увеличением нагрузки частота вращения коленчатого вала снижается, и центробежная сила грузов 15 падает. Под действием пружины 11 регулятора основной рычаг 27 находится на упоре в болт 29 номинальной подачи, но за счет действия пружины 23 корректора рычаги 19 и 28 поворачиваются вокруг оси 6 на величину хода корректора Е в сторону увеличения подачи. Если перегрузка преодолена, рычаги возвращаются в исходное положение, если же частота вращения продолжает снижаться, то усилие грузиков 15 становится настолько низким, что распрямляется пружина 12 антикорректора и промежуточный рычаг 28 поворачивается вокруг соединения с рычагом 19 антикорректора, уменьшая подачу топлива. Это вынуждает водителя переключиться на пониженную передачу, исключая работу двигателя с повышенным дымлением.

При повышении частоты вращения центробежная сила вращающихся грузов 15 увеличивается и, преодолевая усилие пружины 11, отклоняет систему рычагов 19, 27, 28 от болта 29 номинальной подачи, перемещая рейки 1 и 26 в сторону уменьшения подачи топлива. В результате этого частота вращения кулачкового вала снижается, центробежная сила грузов падает, и за счет усилия пружины 11 регулятора рейка ТНВД возвращается в исходное положение.

При пуске двигателя для перевода рычагов в пусковой режим необходимо повернуть рычаг 16 управления до упора в болт 22 максимального скоростного режима. При этом рычаг 22 специальным выступом перемещает пусковой рычаг 2 натягивая пусковую пружину 3 обогатителя, которая непосредственно перемещает рычаг рейки 4 и соединенные с ним рейки 1 и 26 до упора промежуточного рычага 28 в рычаг 37 останова, обеспечивая увеличение подачи топлива. После запуска двигателя грузы 15 регулятора под действием центробежной силы расходятся и выступами перемещают промежуточный рычаг 28 и рейки 1 и 26 назад, уменьшая подачу топлива.

На режиме минимально устойчивой частоты вращения рычаг 16 управления находится на упоре в болт 8. Центробежная сила грузов 15 уравновешивается усилием пружины 11, и рейка 12 находится в положении минимальной подачи.

Для останова двигателя необходимо повернуть рычаг 37 до упора в болт 38, при этом он воздействует на промежуточный рычаг 28, перемещая рейки 1 и 26 в сторону выключения подачи.

2.6.6 ТНВД серии ЧТЗ.

Рядные насосы серии ЧТЗ выпускаются для дизелей Челябинского тракторного завода. Применение насосов по разным маркам дизелей и машин приведено в приложении 5.

Устройство ТНВД рассмотрим на примере насоса 14-67-сб2 (рис.47).

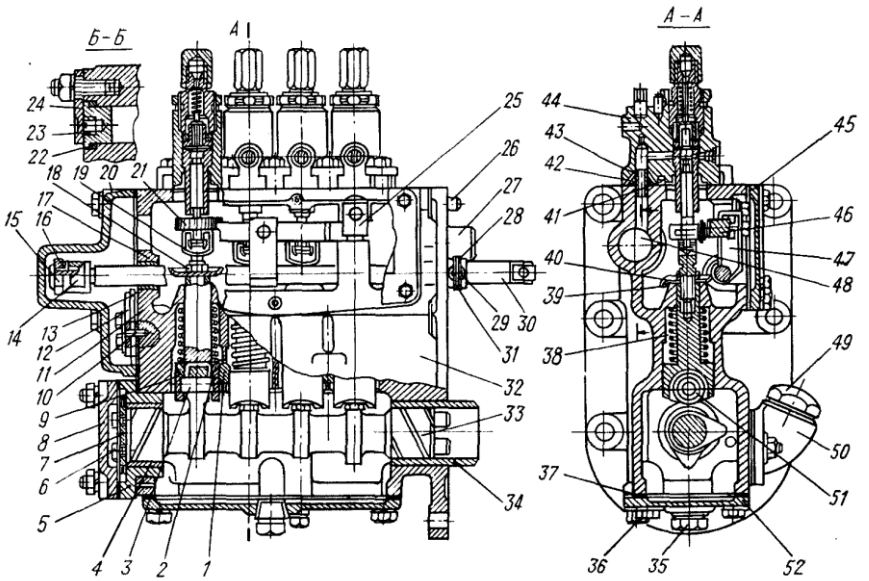


Рис.47.Топливный насос 14-67-сб2:

1-направляющий палец; 2-отверстие; 3-ось толкателя; 4,17,34-втулки; 5-корпус заднего подшипника; 6-болт; 7-шайба; 3-крышка заднего подшипника; 9-толкатель; 10-установочный штифт; 11-подкладка; 12-накладка; 13-пластинчатая пружина корректора; 14-регулировочная муфта; 15,18-контргайки; 16-стопорный угольник; 19-хвостовик толкателя; 20-крышка корректора; 21-зубчатый сектор; 22,42-уплотнительные кольца: 23,27-заглушки; 24-прижим; 25-направляющая пластина; 26,41-установочные штифты; 28-стопорное кольцо; 29-палец; 30-тяга; 31-упорное кольцо; 32-корпус насоса; 33-кулачковый вал; 35-пробка; 36-штуцер; 37,-прокладки; 38-пружина; 40-тарелка; 43-трубка; 44-секция ТНВД; 45-крышка бокового люка; 46-рейка: 47-поводок: 48-канал; 49-пробка; 50-горловина; 51-ролик толкателя; 52-нижняя крышка люка.

В корпусе насоса, отлитом из чугуна, имеются гнезда для установки насосных секций, кулачкового вала, а также топливный подводящий канал. Топливный насос имеет четыре насосные секции, закрепленные на блоке 32 насоса. Кулачковый вал 33 вращается в бронзовых втулках 4 и 34. В нижней части плунжера диаметром сделана кольцевая проточка, на которой стяжным винтом укреплен зубчатый сектор 21. Этот сектор находится в зацеплении с рейкой 46, соединенной поводком 47 с тягой 30. На левый конец тяги навернута муфта 14, которая может касаться пластинчатой пружины 13 корректора, закрепленной на блоке ТНВД с некоторым зазором.

В толкатель 9 ввернут хвостовик 19, который своим пазом захватывает головку плунжера. Плунжерные пары второй и третьей секций имеют более широкий перепускной паз для отключения подачи топлива во второй и третий цилиндры двигателя при работе без нагрузки. Эти пары не взаимозаменяемы с парами первой и четвертой секций.

Регулятор частоты вращения механический, установлен в отдельном корпусе. Грузы 16 (рис.48) приводятся во вращение через коническую передачу 13. Всережимный регулятор выполнен по схеме с переменной деформацией главной пружины 8, причем с изменением предварительной деформации изменяется ее наклон к двуплечему рычагу 15.

На номинальном режиме работы рычаг 11 управления находится на упоре в болт 12. За счет усилия пружины 8 регулятора двуплечий рычаг 15 через тягу 7 перемещает рейку 5 в сторону увеличения подачи до тех пор, пока это усилие не компенсируется суммарным воздействием центробежной силы грузиков 16 и пружины 3 корректора, которая упирается в регулировочную муфту 2.

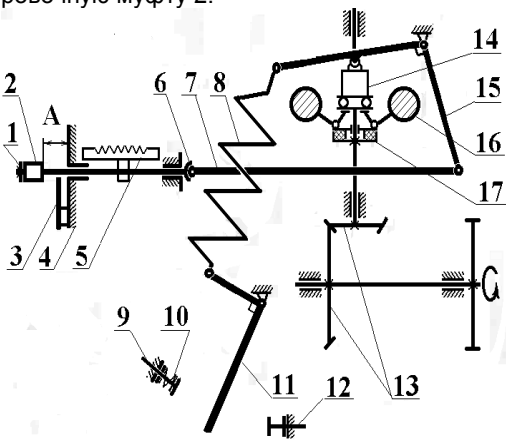


Рис.48. Схема регулятора КДМ. 1-гайка контровочная; 2-муфта регулировочная; 3-пружина корректора; 4-корпус; 5-рейка; 6-кольцо тяги рейки; 7-тяга; 8-пружина регулятора; 9-болт минимального скоростного режима; 10-пружина упора; 11-рычаг управления; 12-болт максимального скоростного режима; 13-шестерни привода регулятора; 14-муфта грузиков; 15-двуплечий рычаг; 16-грузики; 17-демпферы.

При увеличении частоты вращения центробежная сила грузиков 16 возрастает и двуплечий рычаг 15, растягивая пружину 8 регулятора, перемещает рейку 5 в сторону уменьшения цикловой подачи топлива. Снижение частоты вращения вызывает уменьшение центробежной силы грузиков 16, и под действием усилия пружины 8 рейка 5 возвращается в исходное положение. При дальнейшем снижении частоты вращения (режим перегрузки) рейка 5 перемещается за счет того же усилия пружины 8 регулятора, деформируя пружину 3 корректора до упора в корпус 4 ТНВД.

При повороте рычага 11 управления до упора в болт 9 поддерживается минимально устойчивая частота вращения холостого хода, причем на этом режиме подача топлива происходит только в два цилиндра. Для останова дизеля необходимо дополнительно повернуть рычаг 11, деформируя пружину упора 10.

3. ПАРАМЕТРЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ

3.1. Цикловая подача

Цикловая подача топлива (ЦПТ) непосредственно влияет на полноту сгорания топлива, так как определяет состав смеси в КС, характеризуемый коэффициентом избытка воздуха

$$\alpha = G_B \ / (L_O \ G_T) \ ,$$

где G_B - расход воздуха через двигатель; G_T - расход топлива; L_O = 14,3 кг/кг – в кг теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива.

Коэффициент избытка воздуха определяет как экономические, так и экологические показатели дизеля. С уменьшением коэффициента избытка воздуха эти показатели ухудшаются, причем особенно резко при приближении к пределу дымления ($\alpha_{дым}$ = 1,2...1,3).

Эффективным средством улучшения показателей дизелей в широком диапазоне эксплуатационных режимов работы является обеспечение оптимальных значений α,осуществляемое путем управления подачей воздуха или цикловой подачей топлива ($g_ц$). Наибольшей эффективностью при улучшении экологических показателей дизелей отличается управление топливоподачей, позволяющее обеспечить работу дизеля в областях с приемлемыми α, высокой топливной экономичностью и допустимыми экологическими показателями. Поэтому целесообразно в процессе эксплуатации при определенных условиях переводить дизель на указанные режимы работы путем реализации рациональных законов управления $g_ц$ с помощью систем автоматического управления топливоподачей.

Проведенный анализ разработанных законов управления показывает, что при формировании базовых характеристик (рис.49) необходимо обеспечить требуемые внешнюю скоростную характеристику с участками коррекции 1, отрицательной коррекции 2 и пусковой подачи 3, предельную 4, частичные 5 регуляторные характеристики и регуляторную характеристику 6 при минимальной частоте вращения.

На рис. 49 представлены базовые характеристики управления цикловой подачей топлива, разработанные фирмой R.Bosch и формируемые системами автоматического управления (САУ). Характеристика (рис.49,а) используется в серийно выпускаемых дизелях фирмы Mersedes – Benz, Fendt,

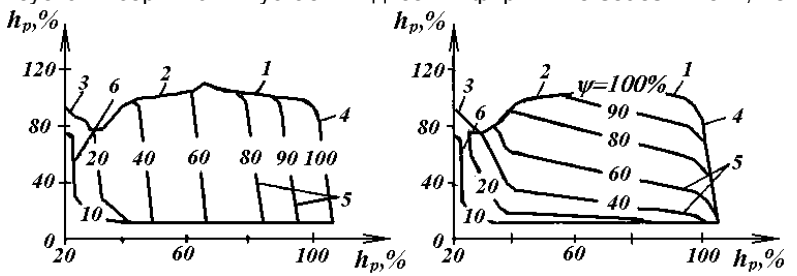


Рис.49. Базовые характеристики управления цикловой подачей, разработанные фирмой R.Bosch (ФРГ) h_P - положение рейки ТНВД

и др. При этом предусматривается формирование внешней скоростной характеристики с участками 1, 2 и 3 соответственно коррекции, отрицательной коррекции и пусковой подачи. Предельная 4, частичные 5 регуляторные характеристики и регуляторная характеристика 6 при минимальной *n* соответствуют всережимному регулированию (ВР) частоты вращения, асоответствующие характеристики на рис.49, б - трехрежимному регулированию (ТР). Причем, в автотракторных дизелях может устанавливаться микропроцессорная САУ, которая в зависимости от условий эксплуатации обеспечивает выбор характеристики "а" или "б" на рис.49.

Внешняя скоростная характеристика ограничивает максимально возможную цикловую подачу в диапазоне скоростных режимов работы дизеля от номинального до нулевого. При этом на участке коррекции $g_ц$ ограничивается заданными мощностными показателями, на участке отрицательной коррекции - допустимым уровнем дымности ОГ, на участке пусковой подачи - возможностью надежного запуска двигателя.

Корректорный участок 1 внешней характеристики транспортного дизеля формируется исходя из условия обеспечения заданного запаса по крутящему моменту двигателя. Наиболее благоприятное протекание корректорного участка обеспечивается при формировании характеристики крутящего момента на этом участке в виде гиперболической кривой. Поэтому при работе по внешней характеристике и уменьшении частоты вращения от номинальной до соответствующей максимальному крутящему моменту, необходимо соответствующим образом увеличивать подачу топлива. В тракторных дизелях такое увеличение $g_ц$ обычно составляет 10...35 %. В частности, в тракторном дизеле СМД-62, увеличение цикловой подачи топлива на корректорном участке составляет 9% (со 108 до 118мм^3/цикл), а при формировании корректорного участка в виде гиперболической характеристикой с N_e=121кВт –19% (со 108 до 128мм^3/цикл).

Обеспечение требуемого запаса по крутящему моменту на корректорном участке позволяет реже переключать передачи трансмиссии и при временно возникающих перегрузках уменьшить вероятность перехода к режимам работы на участке 2 (рис.49) отрицательной коррекции внешней характеристики с меньшей мощностью, повышенной эмиссией продуктов неполного сгорания топлива и худшей экономичностью.

Для обеспечения надежного запуска дизеля необходимо формирование участка 3 (рис.49) пусковой подачи (пускового обогащения) внешней скоростной характеристики, позволяющего увеличивать подачу в зоне пусковых режимов работы двигателя. Увеличение пусковой подачи позволяет улучшить распыливание топлива и создать благоприятные условия для его воспламенения при низких температурах в КС. При этом величина пусковой подачи топлива обычно в 1,5…2,5 раза больше номинальной [13, 16]. Например, это соотношение составляет для двигателей: СМД-60 – 1,64; А-41 – 2,2…2,4; ЯМЗ-238НБ – 2,1; Д-144 – 2,5. Величина пусковой подачи должна определяться с учетом конструктивных особенностей двигателя, физических свойств применяемых масла и топлива, температуры окружающего воздуха, температурного состояния двигателя. Правильное определение пусковой подачи позволяет уменьшить расход топлива на режиме пуска и снизить выбросы токсичных веществ с ОГ.

Заметное влияние на экономические и экологические показатели транспортных дизелей оказывает протекание предельной регуляторной характеристики 4 (рис.49), регуляторной характеристики 6 при минимальной частоте вращения и частичных регуляторных характеристик 5.

Одним из путей снижения расхода топлива и токсичности ОГ в транспортных дизелях является уменьшение степени неравномерности δ (наклона) предельной регуляторной характеристики. Современные центробежные регуляторы дизелей обеспечивают δ = 5...10 %. Применение микропроцессорных САУ позволяет уменьшить δ до 2...4 % и даже получить астатические (вертикальные) регуляторные характеристики с δ = 0. При этом режимы с частичной подачей топлива предельной регуляторной характеристики и режим максимальной частоты вращения холостого хода смещаются в область меньших *n* и расход топлива уменьшается. Соответственно снижается и токсичность ОГ.

При формировании предельной регуляторной характеристики с малой δ необходимо учитывать, что даже незначительное изменение *n* по такой характеристике может привести к резкому изменению цикловой подачи. В результате наблюдается склонность САУ к колебаниям рейки ТНВД, уменьшение запаса устойчивости системы, не обеспечивается плавное движение транспортного средства. Поэтому возникает необходимость применения в САУ различных устройств стабилизации [13].

Регуляторная характеристика 6 (рис.53) при минимальной частоте вращения формируется исходя из условия обеспечения устойчивой работы двигателя. Возможность возникновения неустойчивой работы дизеля на этих режимах вызвана нестабильностью процесса топливоподачи при малых *n*, а также тем, что скоростные характеристики момента двигателя и момента сопротивления при частичных подачах топлива могут иметь близкий наклон. В результате фактор устойчивости двигателя может быть равным нулю или отрицательным. Для обеспечения устойчивой работы двигателя и качественного процесса регулирования *n* желательно, чтобы регуляторная характеристика 6 имела такой же наклон, как и предельная регуляторная характеристика 4, а в области режима холостого хода ее наклон уменьшался. В автотракторных дизелях минимальную частоту вращения устанавливают равной n_{min} = 500...800 мин$^{-1}$ и стремятся снизить ее с целью уменьшения расхода топлива и токсичности ОГ на режиме холостого хода.

В настоящее время в отечественных тракторных дизелях чаще применяется всережимное регулирование (ВР) *n* (рис.50,а). Это обусловлено необходимостью автоматического поддержания с заданной точностью определенного скоростного режима независимо от изменения нагрузки. Однако такое регулирование имеет ряд недостатков. Основным из них является частый неоправданный выход дизеля на режимы внешней скоростной характеристики. В частности, при всережимном регулировании и работе в условиях быстро изменяющихся нагрузок дизель в 4,3 раза чаще выходит на режимы внешней характеристики, чем при двухрежимном регулировании (ДР) (рис. 50,б). Указанный недостаток объясняется тем, что при ВР на любые изменения нагрузки дизель реагирует изменением цикловой подачи. Частый выход на режимы с полной подачей топлива приводит к увеличению расхода топлива, дымности и токсичности ОГ. Другим недостатком ВР

является рост динамических нагрузок на детали трансмиссии (до 35 %) по сравнению с ДР (из-за переходных режимов, вызываемых забросами рейки). Поэтому в автомобилях и тракторах, выполняющих транспортные работы в условиях с быстро изменяющейся нагрузкой, применяют двухрежимные регуляторы.

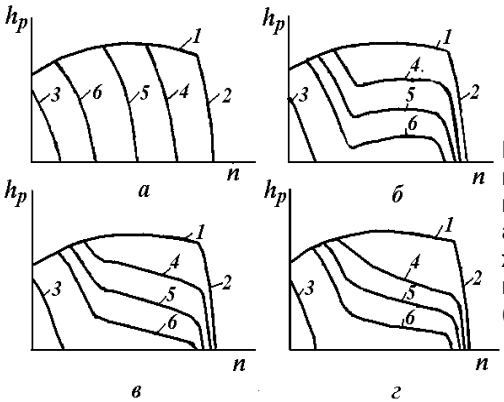


Рис.50. Способы регулирования скорости автотракторных и комбайновых дизелей:
а – всережимный; б- двухрежимный; в- трехрежимный; г- гиперболическое регулирование (h_p – положение рейки ТНВД).

Следует отметить, что двухрежимный регулятор усложняет управление дизелем в эксплуатации, и требует более высокой квалификации водителя постоянное воздействие на рычаг управления с целью выбора требуемой ветви характеристики. Кроме того, из-за пологого протекания регуляторных характеристик может наблюдаться неустойчивая работа двигателя на режимах с пониженными оборотами. Для обеспечения устойчивой работы дизеля на этих режимах требуется более высокое качество изготовления топливной аппаратуры.

Компромиссным вариантом между традиционным ВР и ДР является всережимное регулирование с пологими характеристиками на промежуточных скоростных режимах, называемое также "трехрежимным регулированием" (рис.50,в). При таком регулировании можно выделить три зоны регулирования - при минимальных и максимальных *n* (как при ДР) и в промежуточном диапазоне *n* (относительно пологие зависимости момента двигателя $M_д$ от *n*). По характеристикам управления двигателем трехрежимное регулирование приближается к двухрежимному, но при этом уменьшается возможность неустойчивой работы двигателя на пониженных *n*.

Кроме перечисленных способов регулирования *n,* в дизелях формируются также частичные регуляторные характеристики в виде гиперболических кривых "постоянной мощности" (рис.51,в). При таком регулировании обеспечивается возрастание крутящего момента по мере уменьшения *n*, что способствует устойчивой работе дизеля на пониженных скоростных режимах, улучшению его экономичности, динамических свойств при высоких скоростях движения при ухудшении динамических свойств при низких скоростях движения по сравнению с всережимным регулированием [94]. Предпочтительными являются гиперболические регуляторные характеристики, имеющие большой наклон на режимах с пониженной *n* и малый наклон на режимах с большой *n*.

С целью оценки влияния типа регулятора на топливно-экономические и динамические показатели МТА Головчук А.Ф. провел дорожные испытания трактора Т-150К. Так, при выполнении трактором транспортных работ эксплуатационный расход топлива с однорежимным регулятором уменьшился на 6…8% по сравнению с всережимным регулятором и зависел от продольного профиля дороги, нагрузки и скорости движения МТА. С однорежимным регулятором обеспечивались более плавное движение на неровных участках дороги и меньшая дымность ОГ. Отметим, что доля транспортных работ в общем объеме занятости тракторов существенна и доходит до 42…49% для колесных тракторов класса 14кН, до 52% - для тракторов Т-150К, до 39% для К-700.

Морозовым А.Х. проведены исследования по выявлению оптимальной базовой характеристики управления ЦПТ комбайновых дизелей. Показано, что для обеспечения минимальных потерь зерна при снижении нагрузки на молотильный аппарат форма частичных и предельной регуляторных характеристик (4 и 5 по рис.49) должна быть практически астатической.

Проведенный анализ показывает, что форма протекания частичных регуляторных характеристик оказывает определенное влияние не только на экономические и динамические показатели дизеля, но и на его экологические характеристики.

Для оценки токсичности ОГ дизеля семейства КамАЗ при формировании частичных регуляторных характеристик различной формы Марков В.А. использовал распределения режимов работы, полученные расчетным путем и характеризующие работу двигателя в условиях движения транспортного средства по магистрали (в которых преобладают установившиеся режимы). Им установлено, что при использовании всережимных регуляторов вместо двухрежимных увеличивается время работы на режимах внешней скоростной характеристики - с 17,5 % до 27,5 %, на режимах предельной регуляторной характеристики, наоборот, снижается с 22,5% до 10,0%. При работе с трехрежимным и гиперболическим регуляторами режимы распределяются в промежутке между достигнутыми при всережимном и двухрежимном регуляторах. Увеличение доли режимов внешней скоростной характеристики при всережимном регулировании и доли режимов предельной регуляторной характеристики при двухрежимном подтверждено экспериментально. Способ регулирования почти не влияет на топливную экономичность, но оказывает заметное влияние на эмиссию оксидов азота. Переход от всережимного регулирования к 2-х и 3-х режимному и гиперболическому снижает эмиссию NO_X соответственно на 4,8; 4,2; 3,0%, а CH_X - на 1,8; 1,5; 1,2%. Это обусловлено уменьшением доли режимов на внешней скоростной характеристике с высокими температурами сгорания и значительной эмиссией NO_X в общем распределении режимов работы двигателя [16].

Приведенные данные показывают, что наиболее благоприятными с точки зрения экономических и экологических показателей транспортного дизеля являются трехрежимное и гиперболическое регулирования. При движении машин с постоянной скоростью (движение сельхозмашин при выполнении полевых работ, движение автомобиля или трактора с ограниченной скоростью, например, при работе с кормоуборочным комбайном и т.д) наилучшие показатели обеспечиваются при всережимном регулировании.

В целом для получения качественного процесса регулирования дизеля с учетом функциональных задач и обеспечения высоких экономических и экологических показателей можно определить базовые характеристики управления цикловой подачей применительно к тракторным (рис.55,а), транспортным (рис.51,б), комбайновым (рис.51,в) дизелям и двигателям постоянной мощности (рис.51,г).

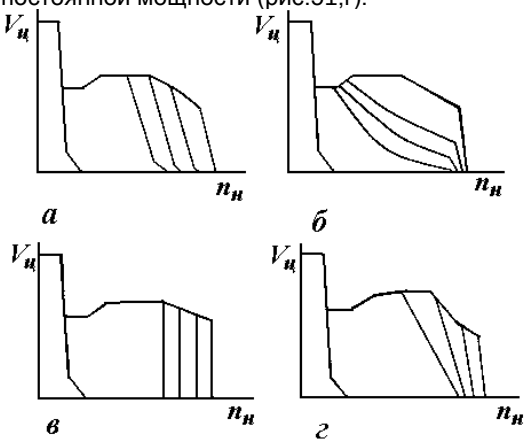


Рис. 51 Базовые характеристики управления цикловой подачей дизелей: а – тракторного; б – транспортного; в – комбайнового; г - дизеля постоянной мощности.

Используемая в настоящее время в автотракторных дизелях топливоподающая аппаратура с многоплунжерными и распределительными ТНВД и всережимными центробежными регуляторами обеспечивает формирование заранее заданных внешней скоростной характеристики с участками коррекции, отрицательной коррекции и пусковой подачи, а также необходимых регуляторных характеристик

В качестве примера на рис. 52 приведены регуляторные характеристики насосов типа MW и 627.

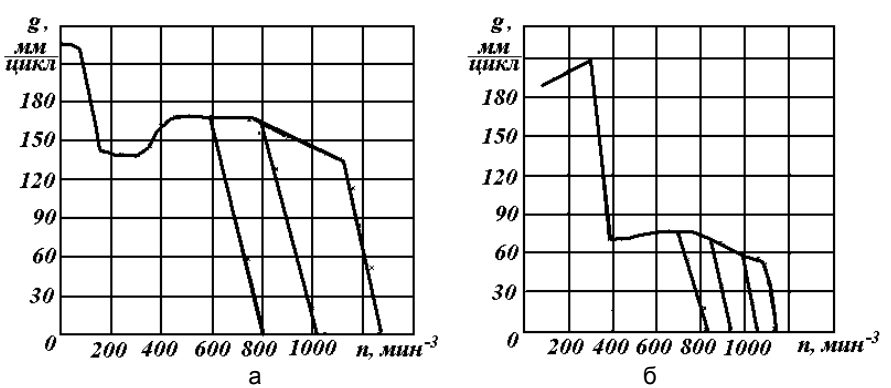


Рис.52 Регуляторные характеристики ТНВД: а – типа MW фирмы R.Bosch (комбайн CASE-2966); б – 627 производства ОАО НЗТА (трактор МТЗ-1225).

3.2. Опрежение впрыскивания

Важнейшим параметром процесса топливоподачи наряду с цикловой подачей топлива является угол опережения впрыскивания топлива. Он показывает (в градусах поворота коленчатого вала двигателя) положение поршня относительно ВМТ в момент начала впрыскивания.

Следует отметить, что существует тесная корреляционная связь между эмиссией NO_X с ОГ и топливной экономичностью. Любое воздействие на рабочий процесс дизеля с целью снижения эмиссии NO_X приводит, как правило, к ухудшению топливной экономичности. По данным Долганева К.Е. и Головчука А.Ф. уменьшение θ на 10^0 п.к.в. на номинальном режиме в дизелях с неразделенной КС приводит к снижению содержания NO_X в ОГ на 60 % при одновременном ухудшении топливной экономичности на 10 % и увеличении выброса сажи на 100%.

Каждому скоростному режиму работы дизеля соответствует свое оптимальное по топливной экономичности значение угла опережения впрыскивания. С уменьшением частоты вращения (увеличением периода времени, отводимого на процесс смесеобразования) оптимальное значение θ снижается. Так, для автотракторного дизеля Д-144 при снижении частоты вращения с 2000 до 1400 мин$^{-1}$ значение θ необходимо уменьшать с 25 до 19^0 п.к.в. до ВМТ (рис.53)[23].

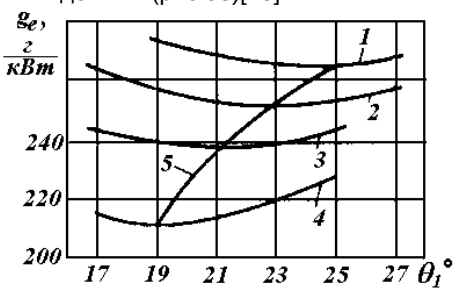


Рис. 53 Регулировочные характеристики (1...4) дизеля Д-144 (4 Ч 10,5 / 12) по θ и характеристика изменения θ (5) по частоте вращения, оптимизированная по топливной экономичности: 1 - при n = 2000 мин$^{-1}$ 0; 2 - 1800; 3 - 1600; 4 – 1400.

При постоянной частоте вращения коленчатого вала для каждой нагрузки имеется также свое, оптимальное по топливной экономичности, значение θ. В дизелях без наддува с уменьшением нагрузки при постоянной частоте вращения подача воздуха практически не изменяется. Поэтому мало изменяются давление и температура конца сжатия. В результате при подаче в цилиндры дизеля меньшей дозы топлива период задержки воспламенения несколько сокращается, что требует соответствующего уменьшения угла опережения.

В форсированных дизелях с турбонаддувом с уменьшением нагрузки при постоянной частоте вращения уменьшаются давление и температура наддувочного воздуха и, как следствие, давление и температура конца сжатия. В результате при подаче меньшей дозы топлива период задержки воспламенения увеличивается, что требует соответствующего увеличения θ. Однако при этом следует учитывать, что увеличение θ может привести к чрезмерному росту p_Z и снижению долговечности деталей двигателя. Поэтому в дизелях с турбонаддувом при формировании характеристики изменения θ по нагрузке необходимо вводить ограничение по p_Z [8, 2].

Скоростной режим работы дизеля и нагрузка на него ($g_ц$), устанавливаемая, например, по базовым характеристикам управления $g_ц$, являются основными параметрами и для определения оптимальных по токсичности ОГ значений θ. С уменьшением частоты вращения коленчатого вала концентрации NO_X и С в ОГ, как правило, увеличиваются из-за уменьшения коэффициента избытка воздуха. Концентрации СО минимальны на скоростных режимах, соответствующих максимальному крутящему моменту.

С увеличением нагрузки ($g_ц$) обычно увеличивается и концентрация в ОГ оксидов азота и углеводородов. Однако при больших нагрузках, соответствующих средним эффективным давлениям p_e>1,0 МПа, наблюдается уменьшение концентраций в ОГ продуктов неполного сгорания топлива из-за улучшения качества процесса смесеобразования. На режимах с малой нагрузкой из-за ухудшения качества процесса топливоподачи отмечается некоторое увеличение удельных выбросов токсичных компонентов.

Проведенный анализ показывает, что для обеспечения высоких экономических и экологических показателей автотракторных дизелей целесообразно изменять угол опережения впрыскивания в соответствии со скоростным и нагрузочным режимами работы дизеля.

На рис. 54 показана базовая характеристика управления θ для дизеля 4 Ч 10,5/13, оптимизированная по топливной экономичности. Для повышения топливной экономичности исследуемого дизеля при снижении частоты вращения и нагрузки целесообразно уменьшать θ в диапазоне от 35 до 22^0 п.к.в. до ВМТ. Реализация такого управления, как отмечает Левин М.И., позволяет сократить эксплуатационный расход топлива на 4...6 %.

Рис. 53 Базовая характеристика для управления θ дизеля 4 Ч 10,5 х 13, оптимизированная по топливной экономичности.

Проведенный анализ показывает, что существуют различные критерии оптимизации θ, выбираемые в зависимости от назначения дизеля, степени его форсировки, режимов работы, конструктивных особенностей двигателя. Наиболее важными критериями считаются топливная экономичность и токсичность ОГ дизеля. Требования к выбору оптимальных по данным критериям значений θ часто противоречат друг другу. Таким образом, задача выбора оптимальных θ является многокритериальной оптимизационной задачей.

3.3.Характеристики впрыскивания

Основными параметрами топливоподачи наряду с цикловой подачей и углом опережения впрыскивания являются характеристика впрыскивания (закон подачи) и величина давления впрыскивания. В этой связи обеспечение в процессе эксплуатации стабильности заданных характеристик является непременным условием надежной и экономичной работы дизеля.

Впрыскивание топлива в цилиндр начинается за 10…30^0 пкв до ВМТ в соответствии с режимом работы двигателя и продолжается от 6 до 25^0 пкв (0,001÷0,01с), в течение которого подается от 10 до 150мм^3 топлива. К моменту впрыскивания топлива в КС заряд имеет сравнительно высокие давление, температуру и плотность (P_c=3,5÷8МПа,T_c=750÷1000^{0}К,ρ_c=14÷18кг/м^3).

Законом подачи называют зависимость удельной подачи топлива $\Delta q_ц$ (подачи за 1° п.к.в.) или интегральной подачи топлива $\sum\Delta q_ц$, поступившего в цилиндр. Косвенной характеристикой закона подачи является зависимость давления топлива $p_ф$ перед распыливающими отверстиями форсунки от угла поворота коленчатого φ или кулачкового φ вала (рис. 55). Кроме указанных характеристик, при анализе процесса впрыскивания используют также ряд других параметров и характеристик - продолжительность впрыскивания φ_B, подача топлива $q_{\tau i}$ за период $\varphi_{\tau i}$ задержки воспламенения и давление $p_{фτi}$ в конце этого периода, подача $q_п$ за конечный период $\varphi_п$ впрыскивания, максимальное $p_{ф\ max}$ и среднее $p_{ф\ ср}$ давления впрыскивания, скорость нарастания давления впрыскивания ($dp_ф/dt$ или $dp_ф/d_\varphi$), остаточное давление $p_{ост}$, параметры суммарных кривых распыливания (параметры мелкости распыливания), параметры струи топлива (длина L, угол конуса β) и др. [2, 8, 7, 18 и др.].

Закон подачи топлива существенно влияет на характер протекания процесса сгорания. Взаимосвязь периода задержки воспламенения и первоначальной фазы закона подачи топлива определяет динамику процесса сгорания. Продолжительность впрыскивания $\varphi_В$ определяется крутизной протекания переднего и заднего фронтов характеристики впрыскивания (см рис. 55) и скоростями впрыскивания топлива на участке $\varphi_{ср}$.

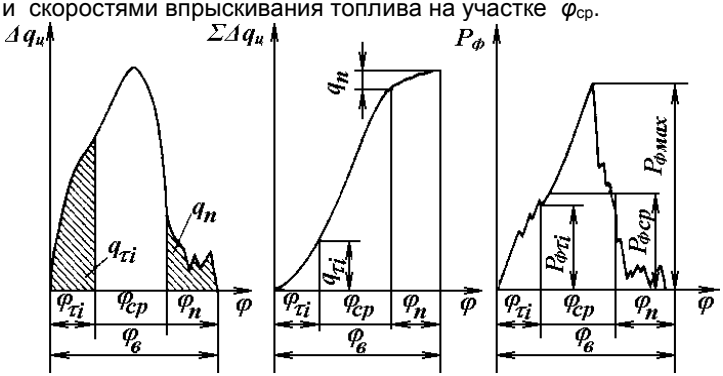
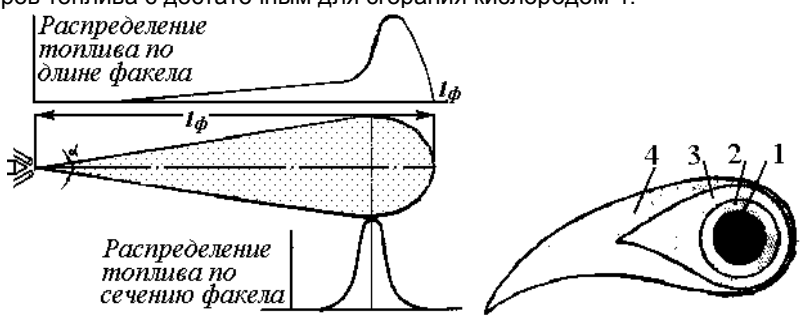


Рис. 59 Зависимости удельной цикловой подачи топлива (а), интегральной цикловой подачи (б) и давления топлива перед распыливающими отверстиями форсунки (в) от угла поворота коленчатого (кулачкового) вала.

Среднее давление впрыскивания $P_{ф\ ср}$ определяет суммарную энергию, реализуемую за период впрыскивания (см. рис. 55, в). Максимальное давление впрыскивания характеризует максимальную степень интенсификации процесса впрыскивания и, в частности, наибольшие угол конуса струи α и ее длину *L*. Чем более крутыми являются фронты нарастания и падения давлений характеристики давлений впрыскивания, тем меньше отличаются между собой $P_{ф\ мах}$ и $P_{ф\ ср}$. Однако, поскольку характеристика давлений впрыскивания имеет обычно форму, близкую к треугольнику или трапеции, уровень давлений впрыскивания можно характеризовать величиной максимального давления впрыскивания [21].

Факел впрыснутого топлива состоит из миллионов капель, причем количественная плотность распределения и скорость зависят от зоны факела (рис. 56, б, через α обозначен угол конуса факела и *L* -длина факела). Попадая в КС, капелька претерпевает сложные физико-химические превращения, подогревается, с ее поверхности идет интенсивное испарение, молекулы топлива разлагаются и окисляются, образуя различные промежуточные продукты. В соответствии с этим каждую капельку можно рассматривать состоящей из жидкого ядра 1, покрытого оболочками (рис. 56, а) из продуктов чистого крекинга при высокой температуре и отсутствии воздуха 2, продуктов испарения и окисления с недостатком кислорода 3 и паров топлива с достаточным для сгорания кислородом 4.



а б

Рис. 56 Схема капли топлива (б) и факела топлива и графики распределения топлива по длине и сечению факела (а).

Более полную картину дисперсности распыливаемого топлива дают суммарные кривые распыливания, представляющие собой зависимости суммы относительных объемов или масс капель $\sum Q$ (диаметры которых $d_к$ не превышают заданного значения) от $d_к$ (рис.60). Кривые $\sum Q = f(d_к)$ строятся по четырем точкам:$(d_{к\ мин}; 0)$, $(d_{к\ ср}; 50\ \%)$, $(d_{к\ ср}; \sum Q_1)$, $(d_{к\ мах}; 100\%)$, где точка $(d_{к\ ср}; \sum Q_1)$ является точкой перехода от первого участка кривой (с $d_к$ большей крутизной) ко второму участку (с меньшей крутизной). Представленные Кутовым Г.А. на рис. 61 данные, полученные для быстроходного форсированного дизеля с неразделенной КС, свидетельствуют о том, что с увеличением $p_{ф\ мах}$ суммарные кривые распыливания смещаются в область лучшего распыливания. При увеличении $p_{ф\ мах}$ с 30 до 68,5 МПа минимальный диаметр капель $d_{к\ мин}$ уменьшается на 2 мкм, средний диаметр

$d_{к\ ср}$ - на 12 мкм, $d_{к1}$ - на 13 мкм, максимальный диаметр $d_{к\ мах}$ - на 40 мкм. При увеличении $p_{ф\ мах}$ до 96 МПа, $d_{к\ мин}$,$d_{к\ ср,}$ и $d_{к1}$ уменьшаются вдвое, а $d_{к\ мах}$ - на 25 % по сравнению с $p_{ф\ мах}$ =30 МПа.

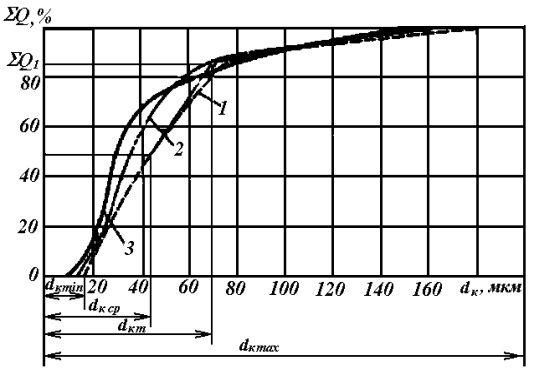


Рис. 61 Зависимость дисперсности распыливания топлива от максимальных давлений впрыскивания $p_{ф\ мах}$,МПа:
1 - 30; 2 - 68,5; 3 – 96.

Давления впрыскивания оказывают существенное влияние на характер протекания рабочих процессов в КС дизеля и, тем самым, его экологические показатели.

В последнее время прослеживается тенденция резкой интенсификации процесса впрыскивания - увеличения давлений впрыскивания. При увеличении давлений впрыскивания (увеличении $p_{ф\ max}$) качественно изменяется протекание процессов смесеобразования и сгорания. Распад струи топлива начинается непосредственно у соплового канала распылителя, угол раскрытия струи топлива с увеличением $p_{ф\ max}$ непрерывно возрастает, увеличивается и длина свободного пробега струи за период задержки самовоспламенения. В результате с увеличением $p_{ф\ max}$ возрастает объем струи и достигается более полный охват КС струями топлива, что обеспечивает улучшение процесса смесеобразования. Кроме того, при интенсификации процесса впрыскивания увеличиваются скорости протекания топлива по сопловым каналам (приводящие к турбулизации потока) и скорости распространения струй топлива в КС. Это вызывает уменьшение диаметров капель при распаде струи, т.е. улучшение мелкости распыливания топлива [8].

Улучшение указанных характеристик распыливания приводит к более равномерному распределению топлива по объему КС. С другой стороны, при повышении давлений впрыскивания сокращается продолжительность впрыскивания, увеличивается количество топлива, впрыскиваемого за период задержки самовоспламенения, и, как следствие, увеличиваются скорость и температуры сгорания. Повышение равномерности распределения топлива по объему КС приводит к ликвидации локальных зон с низкими α, являющихся источником образования продуктов неполного сгорания топлива. Более высокая температура в КС вызывает увеличение скорости окислительных процессов. В результате увеличение $p_{ф\ max}$ приводит к улучшению топливной экономичности и к значительному уменьшению эмиссии продуктов неполного сгорания топлива.

Интенсификация процесса впрыскивания оказывает положительное влияние и на эмиссию NO_X. Это также обусловлено ликвидацией локальных

зон с низкими α и повышенными температурами сгорания, в которых и происходит интенсивное образование NO_X. Кроме того, сокращение продолжительности впрыскивания при его интенсификации приводит к уменьшению оптимального угла опережения впрыскивания с точки зрения топливной экономичности и способствует уменьшению эмиссии NO_X.

В последнее время ведущие зарубежные фирмы - производители топливоподающей аппаратуры (R.Bosch, Lucas CAV, Nippon Denso) рекламируют новые разработки систем топливоподачи, обеспечивающие максимальные давления впрыскивания 160...170 МПа и даже до 200 МПа [7, 8]. Предпочтение отдают системам топливоподачи с насос-форсунками, установленными на каждый цилиндр дизеля и аккумуляторным ТПС.

В целом следует отметить, что при увеличении скорости впрыскивания возрастает скорость тепловыделения из-за улучшения процесса смесеобразования. Повышается эффективность рабочего процесса и уменьшаются выбросы сажи и других продуктов неполного сгорания топлива.

Проведенный анализ показывает, что при эксплуатации необходимо обращать серьезное внимание на стабильность регулировочных параметров, обеспечивающих заданные характеристики впрыскивания.

3.4. Стабильность параметров топливоподачи

К числу важнейших показателей работы топливной аппаратуры относится и стабильность процесса топливоподачи, характеризуемая неравномерностью цикловой подачи, идентичностью продолжительности впрыскивания, закона подачи, угла опережения впрыскивания и др.

Нестабильность параметров топливоподачи снижает технико-экономические показатели работы двигателя, повышает механическую и тепловую нагрузку цилиндров, увеличивает дымность и токсичность отработавших газов [2, 8, 24].

Существенное ухудшение мощностных и топливно-экономических показателей дизелей объясняется, в первую очередь, изменением технического состояния элементов топливоподающих систем и параметров топливоподачи и в меньшей степени зависит от износа двигателя. Так, проведенная исследователями [10, 17] стендовая проверка двигателей 8Ч13/14 после длительной эксплуатации показала, что мощность и топливная экономичность понижена, а дымность ОГ повышена. При установке на двигатели контрольных комплектов ТА максимальное снижение мощности (по сравнению с новым) составило 5%, а увеличение удельного расхода топлива – не более 4%. После регулировки ТА мощностные показатели дизелей были, как правило, не хуже, чем при работе с контрольной. При этом даже у двигателей с нормально отрегулированной ТА и большим износом деталей цилиндро-поршневой группы не отмечалось падения мощностных и экономических показателей более чем на 5%.

Отрицательное влияние нестабильности параметров топливоподачи особенно ощутимо проявляется на режимах малых цикловых подач и частот вращений коленчатого вала. При работе на режимах холостого хода отсутствие необходимой равномерности может затруднить обеспечение устойчивой работы дизеля.

Данных по влиянию нестабильности отдельных параметров (продолжительности и давления впрыскивания, закона подачи и др.) на технико-экономические показатели дизеля крайне недостаточно. В этой связи их суммарное влияние представляется возможным оценить по интегральному параметру нестабильности – неравномерности подачи топлива.

Различают неравномерность подачи топлива межсекционную (δ_c) и межцикловую (δ).

Величины δ_c и δ при этом оцениваются по одной и той же формуле:

$$\delta_c(\delta)=2\cdot\frac{g_{max}-g_{min}}{g_{max}+g_{min}}\cdot 100\%,$$

где g_{max} и g_{min} - максимальное и минимальное значения средних цикловых подач секций насоса (в случае δ_c) или максимальная и минимальная цикловые подачи топлива рассматриваемой секции насоса, определенные из 30 последовательных цикловых подач (в случае δ).

Челпан Л.К. стендовым исследованиями двигателя Д-40 показал, что при увеличении межсекционной неравномерности (путем изменения производительности секции топливного насоса первого цилиндра) на 30% удельный эффективный расход топлива в целом по двигателю возрастает на 4 г/(кВт·ч). Он считает, что в условиях эксплуатации недопустимо ее увеличение выше 12…14%.

При работе тракторного агрегата в составе трактора Т-150К и прицепа ММЗ-771Б Власовым П.А. установлено, что увеличение неравномерности подачи на каждые 3% приводит к увеличению часового расхода на 1…2% (рис. 58 кривая 1). По результатам работы трактора ДТ-75 на пахоте возрастание неравномерности на 18% обусловливает увеличение погектарного расхода топлива на 6% (рис. 58 кривая 2) [38].

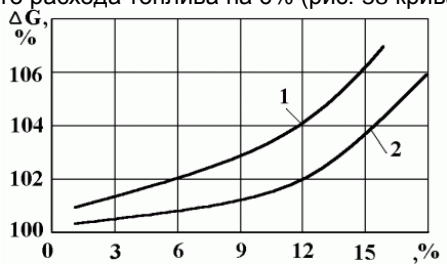


Рис.58 Зависимость часового расхода топлива от межсекционной неравномерности топливоподачи:
1 – Т-150К; 2– ДТ-75.

Непостоянство нагрузок вызывает колебание частоты вращения коленчатого вала двигателя и вала регулятора и, как следствие, колебания рейки топливного насоса и основных параметров топливоподачи, что еще больше усиливает колебание частоты вращения коленчатого вала.

Из-за инерционности чувствительного элемента регулятор реагирует на изменение частоты вращения коленчатого вала с определенным запаздыванием, удлиняя процессы торможения двигателя при увеличении нагрузки и сокращая процесс разгона при снижении нагрузки [13]. В результате двигатель большую часть времени работает на режиме торможения, а его мощность и экономичность оказываются намного ниже, чем при работе на установившихся нагрузках.

Допустимая величина межсекционной неравномерности регламентирована ГОСТ и поддается регулировке. В соответствии с ГОСТ 10578-96 отклонение часовой или средней цикловой подачи топливного насоса на номинальной частоте вращения его вала или частоте вращения, соответствующей максимальному крутящему моменту при регулировании на стенде, для автотракторных дизелей не должно выходить за пределы ±1,5% (при проверке на контрольном стенде допускается дополнительное отклонение в ±1%).

Отклонение начала нагнетания топлива между секциями топливного насоса должно лежать в пределах ±30 минут по углу поворота кулачкового вала; при этом за начало отсчета углов принимают начало нагнетания топлива одной из секций топливного насоса, установленное с допуском не более 1° от угла поворота кулачкового вала для симметричного профиля кулачка или 0,1мм хода плунжера для несимметричного профиля.

Неравномерность подачи топлива по секциям топливных насосов при регулировании их на стенде, а также при проверке на контрольном стенде, не должна быть более указанной в табл. 6 для распределительных и в табл. 7 для остальных.

Таблица 6. Допустимая неравномерность подачи топлива

Число секций в ТНВД	Неравномерность подачи топлива по линиям нагнетания, %	
	На номинальном режиме	На режиме холостого хода
1	6	30
2	6	40

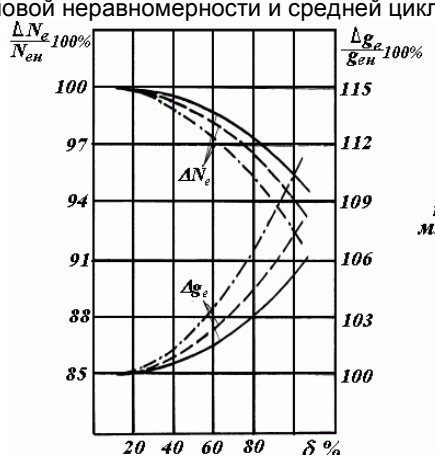
Таблица 7. Допустимая неравномерность подачи топлива

Число секций в ТНВД	Неравномерность подачи топлива по секциям,%			
	на номин. режиме или $M_{кр\ max}$		на режиме холостого хода	
	при регулировке	при проверке	при регулировке	при проверке
2	3	6	20	25
3	3	6	25	30
4	3	6	30	35
5	3	6	32	37
6	3	6	35	40
8	3	6	40	50
10	3	6	45	60
12	4	8	55	75
16 и более	4	8	55	75

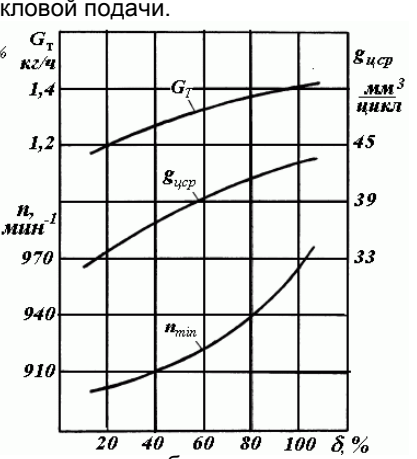
В отличие от межсекционной величина межцикловой неравномерности не регламентирована ГОСТ, вообще не оценивается и не регулируется как на заводах по производству топливной аппаратуры, так и после ремонта и в процессе эксплуатации. Между тем рядом исследований выявлено ее существенное влияние на технико-экономические показатели работы дизеля.

Испытанием двигателя Д-240 (с насосом УТН-5) [2] выявлено, что уменьшение межцикловой неравномерности топливоподачи на 6,8 % (путем повышения остаточного давления применением корректирующих нагнетательных клапанов конструкции ЦНИДИ 2х0,35) повышает крутящий момент на 7 % и экономичность при работе по внешней характеристике на 5-7 %, снижает минимально-устойчивую частоту вращения холостого хода на 13%.

Нами приведены исследования влияния межикловой неравномерности на показатели работы дизеля 1Ч12,5х14. На рис. 59 представлены зависимости, полученные при пересчете N_e и g_e для различных значений межцикловой неравномерности и средней цикловой подачи.



а



б

Рис.59 Зависимости изменения мощности ΔN_e и удельного расхода топлива Δg_e от межцикловой неравномерности δ при средних цикловых подачах:
$g_{ц.ср}$=105 мм^3/цикл (———-—);
$g_{ц.ср}$= 80 мм^3/цикл (- - - - - -);
$g_{ц.ср}$= 70 мм^3/цикл (-.- .-. -.-).

Рис.60 Зависимость минимально-устойчивых оборотов холостого хода n_{min} и соответствующих им значений средней цикловой подачи $g_{ц.ср}$ и часового расхода топлива $G_т$ от межцикловой неравномерности δ.

С уменьшением величины средней цикловой подачи влияние межцикловой неравномерности топливоподачи возрастает. Заметное влияние межцикловой неравномерности топливоподачи на технико-экономические показатели работы дизеля начинает проявляться при превышении ее значения 20%. Дальнейшее увеличение межцикловой неравномерности заметно ухудшает технико-экономические показатели. Так, увеличение δ от минимально возможной (на данном режиме 6%) до 80% привело к снижению эффективной мощности на 4.5% (0.63 кВт) и к увеличению удельного расхода топлива на 5.2% (14 г/кВт·ч).

На частичных режимах (N_e=10.5 кВт, n=1600 мин$^{-1}$, $g_{ц.ср}$=80 мм^3/цикл и N_e=7.5 кВт, n=1600 мин$^{-1}$, $g_{ц.ср}$=70 мм^3/цикл) идентичное увеличение δ привело к более резкому снижению эффективной мощности, соответственно, на 5.9% и 7.8% и повышению удельного расхода топлива на 7.4% и 10.6%. Вместе с тем следует отметить, что эти величины могут рекомендоваться в качестве допустимых только для одноцилиндровых дизелей. Для многоцилиндровых двигателей, в которых кроме межцикловой имеет место межсекционная неравномерность топливоподачи, выявленные значения должны рассматриваться как фактическая неравномерность топливоподачи. Полученные данные показывают, что увеличение δ до 20% существенно не ухудшает технико-экономические показатели работы дизеля (рис. 59).

Межцикловая неравномерность топливоподающих систем современных дизелей с механическим регулятором на номинальном режиме не превышает 15% и вполне удовлетворяет допустимым пределам, но на режимах малых нагрузок и цикловых подач она достигает 60% и существенно снижает показатели их работы.

Дальнейшими исследованиями было выявлено, что межцикловая неравномерность топливоподачи оказывает существенное влияние и на минимально-устойчивую частоту вращения холостого хода $n_{х.х}$ (рис. 60).

С увеличением δ с 20% до 100% минимально-устойчивая частота вращения возрастает на 10.7% (с 900 мин$^{-1}$ до 960 мин$^{-1}$), а соответствующая ей минимально возможная средняя цикловая подача увеличивается на 23.5% (с 34 мм^3/цикл до 42 мм^3/цикл).

В целом, можно утверждать, что снижение межцикловой неравномерности топливоподачи повышает экономичность работы дизеля и снижает минимально-устойчивую частоту вращения его холостого хода.

Влияние межцикловой неравномерности топливоподачи на технико-экономические показатели работы дизеля объясняется тем, что при ее возрастании увеличивается относительное количество циклов с увеличенной и уменьшенной подачами. При увеличенных подачах оказываются уменьшенными текущие “цикловые” значения коэффициента избытка воздуха, а при уменьшенных - возрастает доля относительно грубо распыленного топлива, соответствующая началу и концу впрыскивания.

Таким образом, допусковые значения межцикловой неравномерности топливоподачи для одноцилиндровых дизелей на номинальном режиме составляют не более 15% на малых подачах и частот вращения - 30%. Выявленные высокие допусковые значения межцикловой неравномерности топливоподачи являются, вероятно, следствием чрезмерно высокого значения заложенного коэффициента избытка воздуха дизеля 1Ч 12.5х14. В этой связи весьма перспективным представляется одновременное снижение межцикловой неравномерности топливоподачи и коэффициента избытка воздуха и на этой основе повышения технико-экономических показателей работы дизеля.

4. НАДЕЖНОСТЬ, ОСНОВНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ И ПРИЧИНЫ ОТКАЗОВ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

4.1. Надежность топливной аппаратуры, количественные ее характеристики

Надежность является одним из главных показателей качества любого изделия и в соответствии со стандартом рассматривается как свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования.

Система включает в себя совокупность действующих совместно технических устройств, предназначенных для самостоятельного выполнения определенных задач в процессе ее применения по назначению. **Элементом** называется часть системы, не имеющая самостоятельного эксплуатационного значения и предназначенная для выполнения заданных функций. Степень разделения системы на составляющие ее элементы зависит от вида решаемых задач. Так, при анализе надежности топливной аппаратуры в качестве элементов могут выступать отдельные агрегаты, узлы, части узлов: топливный насос, регулятор, форсунка, плунжерная пара, ось, шестерня, рычаг и т. д.

Системы и элементы могут быть восстанавливаемыми и невосстанавливаемыми, ремонтируемыми и неремонтируемыми.

Под **восстанавливаемым** понимается **объект**, для которого в рассматриваемой ситуации проведение восстановления работоспособного состояния предусмотрено в нормативно-технической и (или) конструкторской документации. **Невосстанавливаемый объект** —это объект, для которого в рассматриваемой ситуации проведение восстановления работоспособного состояния не предусмотрено в нормативно-технической и (или) конструкторской документации.

Ремонтируемый объект—это объект, для которого проведение ремонтов предусмотрено в нормативно-технической и (или) конструкторской документации. **Неремонтируемый объект**—объект, для которого проведение ремонтов не предусмотрено в нормативно-технической и (или) конструкторской документации.

Техническое состояние – это совокупность подверженных изменению в процессе эксплуатации свойств объекта, характеризующая его пригодность к использованию по назначению, определяющаяся в данный момент времени значениями параметров и качественными признаками, состав которых установлен технической документацией.

Работоспособностью называется такое состояние объекта, при котором значения всех параметров, характеризующих способность выполнять заданные функции, соответствуют требованиям нормативно-технической и (или) конструкторской документации. Работоспособное состояние объекта определяется перечнем параметров и допустимыми пределами их изменения. Неработоспособность — это состояние объекта, при котором значение хотя бы одного параметра, характеризующего способность выполнять заданные функции, не соответствует требованиям нормативно-технической и (или) конструкторской документации.

Отказом называется нарушение работоспособности.

Различают структурные и диагностические параметры состояния машин. **Структурные** параметры (износ, зазор) непосредственно обуславливают техническое состояние. **Диагностические** параметры (давление топлива в ЛВД), используемые для определения технического состояния машин в основном косвенно характеризуют структурные параметры элементов. Когда структурный параметр определяется в процессе диагностирования прямым измерением, он одновременно выступает как диагностический параметр.

Структурные параметры с точки зрения обеспечения работоспособности можно подразделить еще на две характеризующие техническое состояние группы – ресурсные и функциональные. Достижение в процессе эксплуатации ТА предельных величин обусловливает отказ элементов топливной системы или дизеля в целом. Первая группа параметров при этом будет характеризовать ресурсные отказы, вторая – функциональные.

Функциональные параметры – обычно технические и рабочие характеристики топливоподающей системы и ее составных узлов, интегрально отражающие определенную совокупность структурных параметров (изменение базовых характеристик цикловой подачи и УОВТ, характеристики впрыскивания и нестабильность параметров топливоподачи и т.д).

На реальный процесс изменения структурного параметра оказывает влияние значительное количество факторов. Их можно классифицировать на две большие группы – внутренние и внешние или конструктивные и эксплуатационные. К первым относятся все факторы, от которых зависит качество изготовления, сборки узлов ТА, обкатки ТНВД, а также характер конструкции и структура самих элементов. К внешним, эксплуатационным факторам, относят природно-климатические условия, характер и интенсивность работы дизеля, методы и уровень технического обслуживания и ремонта и т.д. Динамика естественного процесса изнашивания ТА показана на рис.61. Можно выделить три периода изнашивания: приработку (1), нормальное (2), и аварийное (3) изнашивание. Второй период характеризуется постоянством скорости изнашивания и определяет продолжительность нормальной эксплуатации детали.

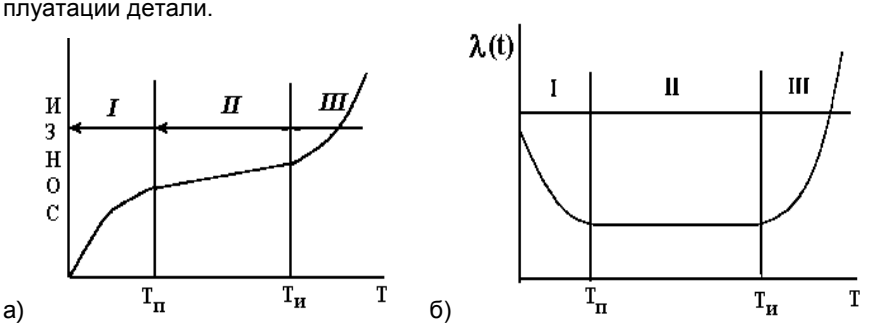


Рис.61 График изнашивания детали (а) и зависимость интенсивности отказов от наработки изделия (б): 1 – приработка; 2 – период нормального изнашивания; 3 – период аварийного изнашивания; $T_п$ и $T_и$ – соответственно конец приработки и начало аварийного изнашивания.

Износ детали (сопряжения) определяют взвешиванием (определением потери массы), микрометрированием (определением изменения ее размеров), профилографированием поверхностей, измерением размеров искусственных баз и другими способами.

На рис.62 показана зависимость величины зазора сопряжения толкатель – корпус насоса УТН от наработки. Из рисунка видно, что второй период изнашивания завершается при наработке 5…6 тыс. ч. Аналогичный характер имеет изнашивание других сопряжений топливных насосов.

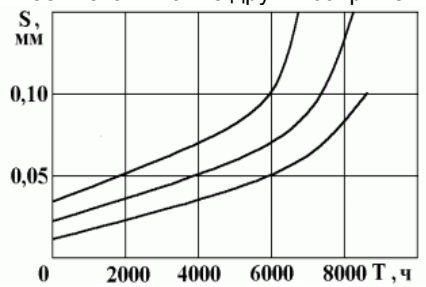


Рис.62. Изменение зазора ΔS в сопряжении толкатель – корпус насоса УТН в зависимости от наработки Т.

В соответствии с указанным характером изнашивания можно различить три группы отказов (рис.61,б).

Приработочные отказы проявляются в начальный период эксплуатации и являются следствием монтажных деформаций, наличия дефектных деталей и узлов, нарушения технологии сборки. Они должны полностью устраняться при обкатке машины. Интенсивность отказов при нормальной эксплуатации является постоянной (второй период). В течение третьего периода изнашивания интенсивность отказов резко возрастает.

Отклонение (изменение) структурного или ресурсного параметра состояния элемента в зависимости от наработки, в частности износ детали, под действием первой группы факторов в постоянных эксплуатационных условиях характеризуется плавной возрастающей кривой. Если взять не один элемент, а несколько, то можно наблюдать совокупность возрастающих кривых, отличающихся друг от друга скоростью изменения параметра (рис.63,а*).* Такую совокупность гладких кривых обычно получают в результате заводских или лабораторных испытаний элементов, работающих при постоянном режиме.

Отклонение структурного или ресурсного параметра элемента под влиянием второй группы факторов происходит уже не по гладкой, а по ломаной возрастающей кривой (рис.63,б). Резкое увеличение скорости изменения параметра (зазора в плунжерной паре, степень фильтрации топлива) в отдельные моменты обусловлено случайными неблагоприятными эксплуатационными условиями (большие нагрузки, некачественное топливо, неправильная регулировка узлов, недостаточная смазка и т. д.).

Динамика диагностического параметра, косвенно характеризующего изменение одного или нескольких структурных, также может быть выражена возрастающей кривой. Отличительная особенность заключается в наличии относительно больших изломов кривой, в немонотонном в ряде случаев ее возрастании (рис.63,в). Диагностические параметры — вибрация, изменение давления топлива, неравномерность частоты вращения, состав отрабо-

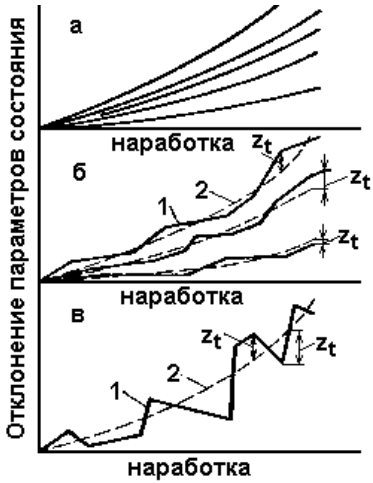


Рис.63 Характер кривых отклонений параметров состояния:
а – плавные монотонно возрастающие кривые; б - ломаные монотонно возрастающие кривые; в - ломаные немонотонно возрастающие кривые; 1- фактическое отклонение параметра; 2 – усредненное отклонение; z_t – случайная функция отклонения параметра с нулевым математическим ожиданием (в единицах параметра).

тавших газов и другие, обнаруживая общую тенденцию к возрастанию, в отдельные моменты времени могут быть меньше, чем в предыдущие. Это зависит от нагрузочного и скоростного режимов работы дизеля, скорости движения деталей, температурных условий, применяемого топлива, состояния системы смазки и других факторов, а также погрешности измерения диагностического параметра.

Достижение параметров состояния совокупности одноименных элементов предельной величины, обусловливающее отказ всех элементов, исчерпание их технического ресурса можно представить в виде плотности распределения технического ресурса элементов, то есть рассеивания моментов пересечения реализации параметров горизонтали, соответствующей предельной величине параметра.

Вообще то связь между предельным параметром и отказом имеет вероятностный характер. Тем не менее, в целях упрощения решения ряда важных вопросов прогнозирования состояния и диагностирования элементов машин обычно понимают под отказом, потерей работоспособности, момент пересечения кривой параметра состояния элемента горизонтальной линии, соответствующей предельной величине параметра, установленной нормативно-технической документацией.

Предельное состояние ТА наступает при отклонении параметров топливоподачи за пределы, после которых существенно нарушаются показатели работы двигателя, или появлении необходимости выполнения работ по разборке базовых узлов или замене хотя бы одной из следующих деталей: у насоса – плунжерной пары, кулачкового вала, толкателя, вала регулятора, ступицы с грузами, пружины, подшипника; у форсунки – корпуса или пружины; у фильтров – корпусов. После достижения предельного состояния топливную аппаратуру следует регулировать или ремонтировать. При экономической нецелесообразности ремонта топливная аппаратура или ее элементы подлежат замене.

В процессе изменения технического состояния объекта его параметры изменяются от номинального до предельного значения. **Номинальное**

значение параметра – значение, определенное функциональным назначением и служащее началом отсчета отклонений. Номинальное значение параметра наблюдается у нового и капитально отремонтированного объекта.

Предельное значение параметра – это наибольшее или наименьшее значение, которое может иметь работоспособный объект. **Допускаемое значение параметра** характеризуется граничным его значением, при котором объект допускают после контроля к эксплуатации без операций технического обслуживания и ремонта. Это значение приводят в технической документации на ремонт и обслуживание. При допускаемом значении параметра объект надежно работает.

Отказы бывают **частичные** и **полные**. При частичном отказе эксплуатация изделия может не прекращаться (например, поломка сливного трубопровода форсунки, отворачивание сапуна и др.).

По характеру проявления различают **скрытые** и **очевидные** отказы, а по характеру возникновения – **внезапные** и **постепенные** (ожидаемые).

Внезапные отказы являются следствием скрытых производственных дефектов, усталостных разрушений, деформаций деталей из-за перегрева и других причин. В топливной аппаратуре эти отказы проявляются в виде поломок топливопроводов, пружин толкателей, потери подвижности плунжеров, игл распылителей и т.д.

Постепенные отказы являются следствием естественного изнашивания деталей и в основном зависят от длительности эксплуатации. С увеличением наработки вероятность их появления возрастает. В отличие от внезапных эти отказы бывают, как правило, скрытыми и частичными, причем их появление можно прогнозировать. Большая часть постепенных отказов топливной аппаратуры проявляется в виде изменения цикловой подачи топлива, нарушения равномерности его распределения по цилиндрам двигателя и по сопловым отверстиям форсунки, изменения опережения и давления впрыскивания, изменения настройки частоты вращения регулятора.

На определенной стадии постепенные отказы могут перейти во внезапные. Так, по мере эксплуатации двигателя на стенках внутренних полостей распылителей форсунок может образоваться достаточно толстый слой кокса, который под действием высокой температуры и ударов при посадке иглы может отслаиваться и смываться топливом. Отслоившийся кокс иногда закупоривает отдельные сопловые отверстия форсунки, что резко изменяет подачу топлива.

Отказы топливной аппаратуры могут происходить по конструкционным, технологическим и эксплуатационным причинам. Отказы, обусловленные дефектами конструкции, проявляются обычно не в отдельных, а во всех экземплярах данной конструкции (серии) топливной аппаратуры.

Технологические отказы в большинстве случаев являются следствием нарушения режимов термической обработки, несоблюдения точности изготовления деталей, неудовлетворительной очистки отдельных элементов линии высокого давления от стружки, окалины и т.д. К этой группе отказов можно отнести, например, интенсивный износ лапок грузов регулятора из-за нарушения режимов их термической обработки, течь топлива по резьбе втулки штока топливоподкачивающего насоса из-за некачественного ее монтажа и др.

Эксплуатационные отказы могут быть: а) закономерными, связанными с естественным износом деталей и старением материала; б) вызваны нарушениями правил эксплуатации, в частности ТО, правил хранения, транспортировки и очистки топлива, приводящими к быстрой потере плотности прецизионных пар, зависанию игл распылителей, плунжеров и т.д.

По трудоемкости устранения отказы топливной аппаратуры разделяют на три группы сложности (табл.8). В первую группу включают и изменения параметров топливоподачи, выходящие за установленные пределы.

Таблица 8. Характеристики отказов

Группа сложности	Характеристики отказов
1	Устраняемые ремонтом или заменой деталей, расположенных снаружи узлов и агрегатов (устранение отказов производится без разборки этих агрегатов и узлов); устранение отказов требует внеочередного проведения ТО-1 и ТО-2; учитываемые как отказы, вызывающие предельное изменения параметров топливоподачи; все отказы топливных фильтров и форсунок, в том числе отказы, устраняемые ремонтом и заменой форсунки и топливных фильтров, требующих разборки узлов, но не вызывающих предельного состояния (подгруппа 1 а), и отказы, вызывающие предельное состояние форсунок и фильтров (подгруппа 1 б).
2	Устраняемые ремонтом или заменой легкодоступных узлов и агрегатов или их деталей (нагнетательного клапана, плунжерной пары); устраняемые вскрытием внутренних полостей основных узлов, но без их разборки (замена пружин регулятора); требующие внеочередного проведения операций, предусмотренных ТО-2
3	Устраняемые при полной разборке аппаратуры (поломка кулачкового вала, подшипников, трещины корпуса)

В соответствии с таблицей к первой группе отказов можно отнести, например, поломку, износ или коррозию деталей топливоподкачивающего насоса, потерю эластичности прокладок фильтров и герметичности соединений топливопроводов высокого и низкого давлений.

Надежность является комплексным свойством изделия, которое в зависимости от назначения объекта и условий его эксплуатации может включать безотказность, долговечность, ремонтопригодность и сохраняемость в отдельности или определенное сочетание этих свойств как для объекта, так и для его частей.

Безотказность – это свойство изделия не иметь отказов (сохранять работоспособность) в течение некоторого времени или некоторой наработки. Свойством безотказности объект обладает как в период его использования, так и в периоды хранения и транспортирования.

Долговечностью называется свойство объекта непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или некоторой наработки.

Ремонтопригодность – это свойство изделия, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов, повреждений и поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем проведения технического обслуживания и ремонтов.

Сохраняемость топливной аппаратуры характеризует ее свойство сохранять обусловленные эксплуатационные показатели в течение и после срока хранения и транспортирования, установленного технической документацией.

Для различных объектов и условий их эксплуатации относительная значимость этих свойств также различна. Для неремонтируемых объектов надежность включает в себя в основном их безотказность, в то время как для ремонтируемых объектов одним из важнейших свойств, составляющих надежность, является ремонтопригодность.

Надежность топливной аппаратуры дизелей в эксплуатации определяется как общими (безотказность, долговечность, ремонтопригодность, сохраняемость, комплексные показатели), так и присущими только ТА показателями: стабильностью исходных конструктивно-регулировочных параметров.

Количественные характеристики надежности, называемые критериями, характеризуют различные ее составные части с количественной стороны. Численные значения критериев также называют параметрами или показателями надежности.

В связи с тем, что процессы накопления неисправностей и появления отказов изделий носят по своей физической природе случайный характер, показатели надежности являются вероятностными величинами и определяются на основе правил теории вероятностей и математической статистики.

Основным показателем надежности топливной аппаратуры является ее ресурс в моточасах или срок службы в годах (для комбайновых двигателей). Для автомобилей ресурс может оцениваться также в километрах пробега. В течение заданного периода эксплуатации топливная аппаратура должна обеспечивать нормальную работу дизеля без выхода из строя своих основных деталей, изменения основных показателей процесса топливоподачи, восстановление которых невозможно осуществить подрегулировкой аппаратуры.

В соответствии с ГОСТ 10578 – 96, ГОСТ 10579 – 88, ГОСТ 14146 – 88, ресурс до капитального ремонта топливных насосов, форсунок и плунжерных пар автотракторных дизелей (срок службы – для комбайновых) должен быть не менее ресурса до капитального ремонта дизелей, для которых они предназначены. Ресурс распылителей тракторных и комбайновых дизелей должен быть не менее 0,5 ресурса форсунок, а автомобильных дизелей – не менее 3500ч.

В соответствии с перспективными отраслевыми требованиями для тракторных дизелей ресурс ТНВД должен составлять 10000÷12000ч, форсунок – 12000÷18000ч (распылителей – 6000ч), фильтров грубой и тонкой очистки – 12000÷18000ч, фильтрующих элементов для насосов диаметром плунжера до 12мм – 1500ч, а для автомобильных дизелей – 500ч.

Доверительная вероятность обеспечения показателей ресурса составляет 90%. Номенклатуру и значения показателей надежности устанавливают в технических условиях. В соответствии с перспективными требованиями

для тракторных и комбайновых дизелей и топливных насосов высокого давления наработка на отказ должна быть не менее ресурса дизеля, а вероятность безотказной работы форсунок и фильтров за период ресурса – не менее – 0,8. Топливная аппаратура перспективных автомобильных дизелей должна обеспечивать не мене 500тыс. км пробега до капитального ремонта.

Гарантийный срок эксплуатации и гарантийная наработка топливных насосов всех дизелей и плунжерных пар автотракторных дизелей должны быть не менее гарантийного срока эксплуатации и гарантийной наработки дизелей, для которых они предназначены.

В соответствии с перспективными требованиями к ТА тракторных и комбайновых дизелей, межрегулировочный период работы топливных насосов должен составлять не менее 4000ч, а форсунок – 3000ч. В период межрегулировочного срока изменение номинальной частоты вращения насоса не должно превышать ±3% (в перспективе ±1%), цикловой подачи - ±4% (±1%), давления начала впрыскивания форсунки – не более 6% (3%), пропускной способности форсунок ±4% (±1%)[24].

Показатели надежности ТА могут определяться на основе анализа характера изменения параметров топливоподачи или коэффициентов, характеризующих их стабильность. Возможность применения этих параметров основана на том, что по мере эксплуатации из-за износа отдельных деталей величины параметров изменяются. По данным ЦНИТА, у насоса УТН-5 на каждые 1000ч работы цикловая подача возрастает на 1%, частота вращения начала действия регулятора уменьшается на 0,6%, а угол начала подачи насоса снижается на 0,23^{o}.

Цикловая подача, непосредственно определяющая мощность двигателя, меняется по мере износа сопрягающих поверхностей деталей насоса высокого и низкого давлений и форсунок. В связи с этим цикловая подача может использоваться при оценке надежности как топливного насоса, так и форсунок (при эталонном насосе). При оценке надежности может рассматриваться и изменение цикловой подачи на всех характерных режимах, в частности, на номинальном и пусковом [21].

Надежность регулятора можно определять по изменению частоты вращения в начале его действия. Величина указанного параметра целиком определяется износом сопрягающих поверхностей механизмов регулятора.

Износостойкость ряда сопряженных элементов деталей форсунки и стабильность жесткости ее пружины можно оценивать по изменению давления начала подъема иглы распылителя. По мере износа указанных сопряжений снижается давление начала впрыскивания и, как следствие, возрастает цикловая подача и ухудшается экономичность двигателя.

Рассмотренные выше критерии косвенно оценивают надежность отдельных элементов или системы в целом. При оценке безотказности, долговечности и сохраняемости топливной аппаратуры могут применяться и критерии, непосредственно определяющие состояние этих элементов. Такие критерии в ряде случаев могут дать более конкретные сведения, необходимые для изыскания путей дальнейшего повышения надежности.

Состояние прецизионных узлов (плунжерной пары, нагнетательного клапана, распылителя) и топливоподкачивающего насоса характеризуется

их гидравлической плотностью. В этой связи интенсивность изменения гидравлической плотности в известной мере является показателем надежности этих узлов. Суммарный износ опорных поверхностей иглы, уплотнительного конуса распылителя и торца корпуса форсунки может оцениваться величиной хода иглы. В автотракторных дизелях ее нормальный ход находится в пределах 0,20…0,45 мм, при износе же опорных поверхностей он доходит до 0,6…0,7 мм. Установлено, что при возрастании хода иглы ускоряется изнашивание поверхностей уплотнительного конуса распылителя и его закоксовывание.

Интенсивность возрастания хода иглы может приниматься в качестве одного из возможных критериев оценки надежности форсунки, тем более, что изменение хода иглы, влияя на остаточное давление в топливопроводе, отражается на мощностных и экономических показателях двигателя. Увеличение хода иглы распылителя форсунки дизеля Д-37М с 0,2 до 0,45 мм уменьшает остаточное давление почти вдвое, а дальнейшее возрастание хода иглы до 0,7 мм в ряде случаев снижает мощность двигателя почти на 6%. В начальный период эксплуатации снижение давления начала впрыскивания новых форсунок может привести к снижению мощности двигателя до 10…15% [3].

Надежность распылителя форсунки может характеризоваться скоростью закоксовывания (снижения эффективного проходного сечения) его сопловых отверстий. При закоксовывании сопловых отверстий уменьшается эффективное проходное сечение распылителя и искажается факел распыла. Так как закоксовывание распылителей различных цилиндров обычно происходит неравномерно, то существенно возрастает и степень неравномерности распределения топлива по цилиндрам дизеля.

Общая износостойкость деталей регулятора, передвигающих рейку насоса соответственно положению центра тяжести грузов, может оцениваться скоростью увеличения приведенного к рейке люфта. У регулятора насоса типа ТН к числу таких деталей относятся оси соединений, рейка, тяга регулятора, вилка, штыри вилки, муфта, упорный подшипник, грузы, а у регулятора насоса УТН – ступица грузов, упорный подшипник муфты, ось качения рычагов, муфта, плоская пята, грузы.

Срок службы фильтров определяется количеством пропущенного через них топлива. По мере эксплуатации возрастает их гидравлическое сопротивление. Показателем надежности фильтров может служить скорость возрастания их гидравлического сопротивления.

Кроме указанных, могут применяться и другие критерии оценки надежности. Например, плотность нагнетательного клапана по пояску может оцениваться по показаниям пневматического прибора, сопряжения шток – втулка топливоподкачивающего насоса – по скорости падения давления и т.д.

В соответствии с ГОСТ 10579-88, ГОСТ 10578-96 номенклатура и значения показателей надежности ТА устанавливаются по техническим условиям на конкретные элементы ТА или по руководствам по эксплуатации дизелей, для которых они предназначены. Критерии предельного состояния, определяющие необходимость ремонта и замены деталей ТА, устанавливаются в эксплуатационной (ремонтной) документации. ЦНИТА обоснованы нормативные показатели надежности топливной аппаратуры и их предельные изменения, учитываемые как отказ (табл.9).

Таблица 9. Нормативные показатели надежности топливной аппаратуры

Показатели	Допустимые изменения показателей при проведении:	
	ремонтных операций между ТО	регламентных операций во время очередного ТО
Изменение цикловой подачи при номинальной частоте вращения вала насоса, свыше	±3%	±5%
Изменение частоты вращения вала насоса при начале действия регулятора, свыше	±2%	±4%
Изменение величины цикловой подачи на режиме пуска	–10%	–20%
Неравномерность топливоподачи, свыше: - на номинальном режиме - на режиме холостого хода	10% 45%	14% 60%
Изменение величины давления действительного начала подачи топлива форсункой	10%	15%
Изменение пропускной способности форсунок	4%	6%

Меры по обеспечению высокой надежности машин при ремонте сводятся к применению более эффективных методов восстановления и обработки трущихся поверхностей деталей, ужесточению требований на разборку, сборку и обкатку составных частей и машин в целом, улучшению контроля ремонтных операций.

В процессе эксплуатации в основном ставится задача поддержания надежности в течение продолжительного периода.

Надежность как интегральный показатель безотказности, ремонтопригодности, долговечности и сохраняемости в процессе эксплуатации зависит от ряда факторов: характера и объема выполняемых работ, почвенно-климатических условий работы машины, принятой системы технического обслуживания и ремонта, качества и наличия нормативно-технической документации и технических средств обслуживания машин, качества выполнения правил эксплуатации и ТО машин.

При разработке мер по обеспечению надежности машин следует учитывать все упомянутые факторы. Направленное их изменение и использование предопределяют благоприятные условия работы машин, что снижает скорость изменения параметров и увеличивает период сохранения высокой надежности. Однако не все факторы можно изменять (природные условия, объем и характер выполнения работ).

В обеспечении надежности существенная роль принадлежит системе технического обслуживания и ремонта – комплексу взаимосвязанных условий и норм, определяющих организацию и порядок работ по техническому обслуживанию и ремонту при заданных условиях эксплуатации машин.

Наиболее перспективной системой ТО является планово-предупредительная по потребности. Она заключается в плановом контроле состояния машин и ремонте, обслуживании в зависимости от этого состояния. Такая система обеспечивает почти полное использование технического ресурса составных частей и машины в целом, а также предотвращение отказов машин, тем самым обусловливает высокие долговечность и безотказность в процессе использования, хранения и транспортировки.

Нормативно-техническая документация, регламентирующая операции технического обслуживания и ремонта, представляет собой ряд взаимосвязанных инструкций по эксплуатации, технологии обслуживания и правил организации работ. Основные нормативы и технические требования относятся к периодичности контроля состояния и обслуживания ТА, номенклатуре и последовательности выполнения операций ТО и ремонта, а также к показателям, характеризующим номинальное, допускаемое и предельное состояние составных частей и ТА в целом. В связи с усложнением конструкции, расширением моделей и модификаций топливных насосов и форсунок возрастает трудоемкость их технического обслуживания. Поэтому соблюдение указанных нормативов и технологий, наличие средств механизации и автоматизации обслуживания – непременные условия качественного и своевременного выполнения работ по ТО и ремонту.

Работоспособность ТА во многом определяется и работой квалифицированного персонала, оперативно и качественно выполняющего операции технического обслуживания и ремонта машин. В связи с этим особую роль играет подготовка мастеров-наладчиков и слесарей-регулировщиков ТА, правильная организация их производительной работы.

Обеспечение высокой надежности ТА невозможно без правильного, высококвалифицированного использования тракторов и комбайнов. Заправка закрытой струей топлива в целях предотвращения попадания пыли, управление скоростным и тепловым режимами работы дизеля и др.

Таким образом, надежность ТА можно определить как объект, функционирующий во взаимосвязи с различными эксплуатационными факторами и имеющий свои определенные закономерности изменения.

Работоспособность системы определяется совокупностью определенных ее параметров технического состояния. В этой связи управление параметрами технического состояния можно рассматривать в какой-то мере как способ и метод воздействия на изменение работоспособности.

Под управлением техническим состоянием машины следует понимать целенаправленные, предупреждающие отказы технические воздействия по восстановлению номинальных значений совокупности параметров технического состояния, т.е. реализацию мероприятий по обеспечению надежности ТА.

В широком плане управление работоспособностью топливоподающей системы предполагает оптимальное формирование всех ее составляющих: безотказности, долговечности, ремонтопригодности и сохраняемости и включает все мероприятия, направленные прежде всего на поддержание основных показателей в заданных пределах в течение требуемого времени или наработки.

При управлении техническим состоянием системы следует учитывать динамический характер состояния. Непременным условием управления состоянием служит знание динамики параметров состояния и прогнозирование их

изменения. В этой связи диагностирование выступает как основа управления состоянием ТА. В процессе управления техническое диагностирование выполняет три основные функции: получение информации о техническом состоянии конкретной машины; обработка и анализ информации; подготовка или принятие решения (командной информации). Поэтому диагностирование представляет основное содержание управления состоянием машин.

Суть первой функции состоит в измерении диагностических параметров, установлении качественных признаков состояния, а также наработки машины и ее составных частей; второй функции – в обработке и сравнении полученных значений параметров с допускаемыми, использовании полученных значений параметров и наработки для прогнозирования остаточного ресурса; третьей функции – в анализе результатов сравнения, прогнозирования, а также качественных признаков состояния и установлении характера, объема и срока выполнения (наработки) операций ТО и ремонта машин, то есть управляющих технических воздействий.

В практическом аспекте диагностирование обеспечивает управление техническим состоянием машин, решая задачи установления при ТО: необходимости капитального ремонта машины или ее составных частей; объема и характера работ текущего ремонта машины или ее составных частей; объема и характера работ при выполнении операций ТО.

В современных условиях важнейшими направлениями обеспечения надежности ТА при эксплуатации выступают:

- выбор режимов работы дизеля в соответствии с заданными условиями эксплуатации (при выполнении различных видов сельскохозяйственных работ в различных природно-климатических условиях), что достигается путем гибкого регулирования цикловой подачей, УОВТ и др. параметрами топливоподачи при высоких показателях экономичности, мощности и шумности работы, величины выбросов вредных веществ с ОГ, надежности пуска, коэффициента приспособляемости, соблюдение ограничений по давлению в цилиндре, жесткости сгорания, тепловым нагрузкам, температуры газов перед турбиной;
- обеспечение стабильности конструктивно-регулировочных параметров в течение определенного периода эксплуатации (стабильность параметров топливоподачи при износе прецизионных пар, увеличении или уменьшении вследствие закоксовывания сопловых отверстий). Это достигается корректировкой параметров топливоподачи соответственно текущему техническому состоянию элементов ТА, например, увеличением давления и продолжительности впрыска и др.
- полное использование ресурса предупредительно восстанавливаемых объектов путем непрерывного диагностирования текущего технического состояния и прогнозирования элементов и параметров работы ТА, компенсации выбывших из строя элементов ТА резервными программами и др.

4.2 Основные неисправности и причины отказов

Многочисленными исследованиями установлено, что топливная аппаратура в ряде случаев еще не обеспечивает их требуемую надежность в условиях эксплуатации и обуславливает 25…30% всех отказов двигателей [10, 11, 12].

Одесская научно-исследовательская станция испытала (в период 1967…1971гг) восемь насосов УТН-5 на двигателях СМД-14. Средняя наработка до первого отказа для 90% насосов составила 2140ч. средний ресурс до капитального ремонта оказался равным 6950ч, а 80% ресурс составил 6070ч. Взятые под наблюдение 10 насосов типа ЛСТН наработали к 1974г по 4500…5500ч.

По данным В.В.Антипова после 2331…2883ч работы плунжерная пара распределительного насоса типа НД 21 изнашивается до предельного состояния. По данным ЦНИТА (1976г). средняя наработка этих насосов на отказ составила 2900ч. испытаниями в МИИСП установлено, что доремонтный ресурс насосов НД21/2 составляет 4520 ч.

Вместе с тем проведенные в последние годы исследования по определению средней наработки в реальных условиях эксплуатации показывают значительное снижение ресурса насосов. Так, ЦНИТА проводил наблюдение за 13 насосами УТН-5А в течение 1986…89гг. При доверительной вероятности 0,9 средняя наработка насосов до их замены составила от 2,94 до 4,24 тыс. моточасов.

Аналогичные данные представляет Алексеев А.И. Так, выполненные им по известной в отрасли формуле расчет средних ресурсов плунжерных пар рядных ТНВД и распылителей свидетельствует об отсутствии увеличения их ресурса за период 1963…1983гг. средний ресурс плунжерной пары, а соответственно и топливного насоса, варьирует по годам в пределах 1580…2150 моточасов. Межремонтный ресурс ТНВД при принятом значении коэффициента снижения ресурса после первого капитального ремонта, равного 0,5, изменяется в пределах 1330…1700 моточасов. Средний ресурс между заменами распылительной пары находится в пределах 1210…1410 моточасов. В этой связи он приходит к выводу, что повышение моторесурса изделий выше 6…8 тыс моточасов в сложившихся условиях производства, эксплуатации и ремонта существенного реального экономического эффекта не дает.

В последние годы коренных изменений конструктивного исполнения и обновления технологического оборудования заводов по производству топливной аппаратуры не наблюдалось. В этой связи противоречивость данных (снижение надежности по результатам последних исследований) объясняется, прежде всего, ухудшением технологической дисциплины производителей топливной аппаратуры, низкой квалификацией персонала, производящего ремонты, эксплуатацию и техническое обслуживание машин. Именно поэтому топливная аппаратура по показателям надежности не конкурентоспособна с иностранными образцами

Отсутствие в эксплуатации совершенных стендов, установок и диагностического оборудования по определению параметров топливоподачи, несоблюдение технологии и периодичности ТО приводят к тому, что предусмотренный ГОСТом 80% ремонтный ресурс не обеспечивается.

По данным ученых ФРГ, фактические затраты на ремонт и обслуживание зерноуборочных комбайнов при их наработке 200га составляют 16.25 DM на га, 1000га – больше в 2,3 раза, 2000га – в 3,6 раза и 2500га – в 4,3 раза. В наших условиях при отсутствии правильно налаженного технического сервиса эти затраты по данным ВНИИЭСХ будут в 1,5…2 раза выше. Так на-

пример, можно отметить рост затрат на ремонт комбайнов Case 2366 в ОАО «Зирганская МТС». В 1998г стоимость израсходованных запасных частей на 100 комбайнов составила 6,0 млн. руб. или 3,8% от балансовой стоимости, в 1999г она выросла до 11,1 млн. руб., или до 7%. В частности, в 1998г был произведен ремонт 6 топливных насосов на сумму более 4,5 тыс. долларов США. Таким образом, наблюдается тенденция нарастания простых и сложных отказов машин после второго-третьего годов их службы, в связи с чем следует ожидать увеличения объемов ремонтных работ.

Обеспечение работоспособности технического парка МТС, оснащенных сложной и дорогостоящей техникой, возлагается на ремонтно-обслуживающую базу АПК и предъявляет к нему особые требования по качеству выполнения работ. Вместе с тем приходится констатировать, что в последние годы разрушительным воздействиям подверглась вся система ТО и ремонта в сфере АПК. Ремонтно-технические заводы и специализированные ремонтные мастерские загружены на 10…15%, РТП и мастерские хозяйств загружены на 20…60% [19]. Оборудование и нормативно-техническая документация, в том числе и по топливной аппаратуре, практически не приобретается, к тому же ослабла система профессиональной подготовки механизаторских кадров.

Технический парк МТС, как правило, укомплектован современной отечественной и зарубежной техникой, отличается высокой концентрацией и мобильностью. К тому же существенные отличия в конструктивной сложности, технологиях регулировки, диагностики, ремонта, а также отсутствие должного опыта эксплуатации зарубежных топливных систем в сравнении с отечественными требуют корректировки сложившейся в России системы ТО и ремонта ТА. Наряду с вышеуказанным, неразрывная связь с сезонным характером сельскохозяйственного производства обусловливает ряд особенностей ТО тракторов и сельскохозяйственных машин.

Отметим особенности, связанные, в частности, с ремонтом и эксплуатацией топливной аппаратуры за рубежом. Ремонт и операции по регулировке ТНВД производятся только в условиях специализированных ремонтных предприятий или на заводах ТА. В подавляющем большинстве производится обезличенный агрегатный метод ремонта. Необходимые ТО и ремонт в гарантийный и послегарантийный сроки эксплуатации, а также обеспечение запасными частями и принадлежностями проводится через дилера, продавшего трактор или сельхозмашину. Такая система организации и проведения ТО и ремонта объясняется высокими требованиями технологии ремонта (наличие дорогостоящего специального оборудования и оснастки, высокая квалификация кадров и др.). Как показывает практика, за рубежом такая система полностью себя оправдала, так как в качестве критериев эффективности функционирования системы эксплуатации и ремонта здесь выступает не только минимум удельных издержек при производстве и эксплуатации топливной аппаратуры, но и обеспечение безотказной работы без проведения ТО в течение наиболее напряженного периода сельскохозяйственных работ (600…1200 моточасов для тракторов и 250…400 для комбайнов).

Зарубежные фирмы-поставщики сельскохозяйственной техники, осуществляя, в основном, гарантийное обслуживание, устраняются от выполнения технического обслуживания и ремонта, что сказывается на техническом

состоянии машин. Они ограничиваются поставкой запчастей по заявкам и то только после предоплаты.

Таким образом, изначально ремонт и проведение сложных операций ТО зарубежной ТА ориентирован на условия, отличающиеся от сложившихся в России, где ремонт и регулировка ТА производятся в ремонтных мастерских сельхозпредприятий или в цехах РТП.

Проведенный нами анализ эксплуатации и ремонта топливоподающих систем зарубежных дизелей в условиях РБ показал, что ремонт (например, замена плунжерных пар с последующей регулировкой насоса) в РТП не обеспечивает должного качества. Объясняется это тем, что для проведения работ требуется наличие специализированного инструмента, оснастки и оборудования, в большинстве своем выпускаемых за рубежом. На порядок выше предъявляются требования к квалификации мастеров-наладчиков, причем серьезной представляется проблема их подготовки. Недостаточно литературы и данных по описанию, регулировкам, технологических карт ремонта и ТО всего конструктивного многообразия применяемых систем.

Низкий профессиональный уровень механизаторов объясняет соответствующее качество проведения ЕТО и ТО-1, неправильный выбор режимов работы дизеля и др.

Проведенные нами исследования причин отказов элементов топливоподающих систем комбайнов Case и New Holland, тракторов Case IH и John Deere в условиях эксплуатации 1997…2003гг выявили, что отказы в основном связаны с нарушением правил технического обслуживания, низким качеством применяемого топлива (высокое содержание воды, посторонние примеси, некондиционный фракционный состав топлива). Так, техника работала по договорам с сельхозпредприятиями на территориях, удаленных от МТС до 300км, с использованием топлива хозяйства-заказчика. Как известно, в период посевной кампании и уборочных работ постоянно наблюдается нехватка топлива, в связи с чем заправка машин производилась прямо с «колес», без должного отстоя. Недостаточным был контроль инженерной службы за проведением ТО. Наблюдались случаи несанкционированного вмешательства в работу ТНВД, форсунок.

Таким образом, применительно к ТА указанных машин необходимо разработать систему фирменного ТО, максимально исключающую влияние на нее эксплуатирующих организаций. Причем при обосновании фирменной системы ТО необходимо использовать в качестве критериев не только минимум удельных издержек при эксплуатации, но и обеспечение безотказной работы без проведения ТО в течение наиболее напряженного периода сельскохозяйственных работ, который составляет 800…1000 моточасов для тракторов и 300..600ч для комбайнов. Значительную роль в повышении эффективности функционирования топливной аппаратуры играет его высококачественное и своевременное техническое обслуживание и ремонт с применением новейших методов и средств диагностирования (электронных приборов, универсальных диагностических систем). При этом для качественного ремонта и точной регулировки сложной топливной аппаратуры требуется высокая квалификация исполнителей и необходимый уровень организации работ.

Как показали исследования Горбаневского В.Е., в подавляющем большинстве случаев ухудшение параметров впрыскивания топлива связано с

проблемами трения и изнашивания пар трения топливной аппаратуры. Детали пар трения изготавливаются из сталей, имеют высокую твердость (около 60 HRC) и малую шероховатость (R_a до 0,04 мкм для прецизионных и до 0,32мкм – для точных поверхностей). Диаметральные зазоры составляют 1…2мкм в прецизионных и 10…40 мкм - в точных парах скольжения.

Абразивный износ не может быть определяющим считают Горбаневский В.Е. и Ващенко А.Н. Рабочей средой для прецизионных пар трения является дизельное топливо, для точных (внутри ТНВД) – смесь масла из масляной системы дизеля с топливом, просочившимся в картер насоса по зазорам прецизионных плунжерных пар трения. Качество фильтрации топлива хорошее (картонные или бумажные топливные фильтры задерживают до 99,5% и более механических частиц размером от 1мкм и больше).

В работах по обеспечению долговечности стальных ПТ ТА за основу приняты наиболее глубокие обобщающие работы, такие, как, например отечественная структурно-энергетическая теория трения Костецкого Б.И.

Из большого объема диагностирования натурных пар трения ТА наиболее интересны исследования плунжерных пар. Было выявлено, что чаще наибольший износ прецизионной поверхности плунжера (рис.64) наблюдается на его головке со стороны, противоположной рабочей отсечной спирали, т.е. в зоне, где воздействие максимальных прижимающих усилий (создаваемых давлением 50…80 МПа) ударного характера (период нарастания давления) накладывается на воздействие максимальной (2…4м/с) скорости движения плунжера на каждом рабочем цикле [10].

На нормально работающих участках прецизионной поверхности фиксируются тонкие, ориентированные по направлению движения плунжера слои, несмотря на очень высокую твердость обоих поверхностей пар трения. В зоне наибольшего износа головки плунжера обнаружено повышенное содержание кислорода, как известно, в большом количестве растворенного

Рис.64 Количество случаев сильного износа плунжеров насоса НК в различных зонах их прецизионных поверхностей.

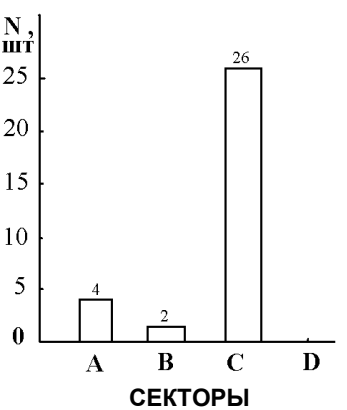


Рис. 65 Количество случаев заклинивания в средней зоне (II) прецизионной поверхности плунжеров в подвесной секции насоса типа MW.

топливе. В то же время в зонах повышенного износа не происходит увеличения содержания элементов, свойственных внешнему абразиву, например, кремния. Но зафиксированы многочисленные случаи срыва твердых вторичных структур трения, «работающих» затем в качестве приобретенного абразива.

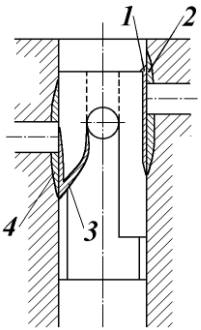
Потеря подвижности плунжера вследствие коксования топлива чаще всего происходит в средней по длине части прецизионной поверхности. При этом здесь всегда проявляются термические процессы – образование на поверхности отбеленных мелкозернистых мартенситно-аустенитных слоев выше исходной твердости и отпущенных слоев пониженной твердости на глубине до 0,2мм. Измерения температуры в зоне контакта на машине трения подтвердили наличие при 15 МПа уровня 130° и градиента ее увеличения 16град/МПа. Даже при его сохранении и увеличении нагрузки до максимальной можно ожидать повышения температуры до уровня фазовых превращений, что и было обнаружено на плунжерах. При использовании азотируемых сталей для изготовления плунжерных пар аналогичный процесс не приводит к схватыванию благодаря существенно более высокой термостойкости стали за счет наличия в ней повышенного содержания хрома и введенного молибдена; «страдающим» становится топливо, которое коксуется. В результате теряется подвижность плунжера, но ни водородного, ни какого либо другого повышенного износа деталей пары не наблюдается.

Проведенные нами исследования заклинивания плунжерных пар 36 рядных насосов типа MW комбайновых дизелей (наработка насосов составляла от 746 до 2740 моточасов) показали, что, как правило, в рядных насосах происходит заклинивание одной, редко двух плунжерных пар. При этом отмечался аналогичный вышеприведенному характер заклинивания (рис. 65). Следует отметить, что остальные плунжерные пары насоса при этом имели хорошее состояние поверхностей, без видимых повреждений и матовых пятен.

Проведенный поэлементный анализ линии нагнетания отказавших секций выявил, что при закоксовывании сопел распылителей форсунки в линии высокого давления наблюдается эффект гидроудара. Так как плунжер в системах типа MW является неуравновешенным (отсутствует симметрическая канава по отношению к отсечной) происходит заклинивание плунжерной пары.

Антипов В.В., Бахтияров Н.И. и др. отмечают, что рабочие поверхности плунжеров и втулок изнашиваются абразивными частицами, содержащимися в топливе.

Исследования, проведенные ЦНИТА, показали, что износ плунжерной пары имеет локальный характер, в районе впускного и выпускного окон (рис. 66). Общая величина изношенной поверхности трения не превышает 5%, а характер микронеровностей на ней указывает на износ от абразивных частиц, которые вместе с топливом поступают в надплунжерное пространство при всасывающем ходе плунжера. При нагнетающем ходе часть топлива вытекает обратно в наполнительное отверстие, причем по ходу плунжера поток топлива дросселируется, что сопровождается ростом давления в надплунжерном пространстве и резким нарастанием скоростей перетекания. При наличии в топливе абразивных частиц вследствие эрозии и кавитации



Место износа	Глубина, мкм	Ширина, мм	Длина, мм
1	23 – 25	4,5 – 5	9,5 – 10,0
2	25 – 27	4,5 – 5	6 – 7
3	18 – 20	2,5 – 2,7	4
4	15 – 17	-	-

Рис.66 Локальный износ плунжерных пар в эксплуатации (опыты ЦНИТА).

происходит «размывание» поверхности втулки, прилегающей к отсечному отверстию, и поверхности плунжера вблизи отсечной кромки. Кроме того, часть топлива просачивается в зазор между втулкой и плунжером и заносит туда абразивные частицы. Правда, зазор при сборке невелик и составляет 1,5 – 3,5 мкм, но он существенно увеличивается в процессе нагнетания за счет расширения втулки, когда давление топлива значительно возрастает. Расчеты ЦНИТА показали, что расширение втулки возможно на 6 – 7 мкм, так что суммарный зазор в паре может достигать 8 – 10 мкм. Следовательно, в зазор могут заноситься частицы до 10 мкм, которые после падения давления защемляются между трущимися парами и вызывают истирание. Как многие полагают, по этим причинам наиболее опасны для плунжерных пар частицы с размерами от 6 до 10 мкм, ибо они могут крушиться и попадать в зазор, где в течении ряда циклов царапают поверхности трения.

Опыты ЦНИТА показали [21], что изменение гидроплотности плунжерных пар при работе на топливе с различными размерами загрязнителя происходит следующим образом: практически не влияет на износ загрязнитель менее 2 мкм, вызывает очень интенсивный износ загрязнитель более 4 мкм.

Работы, выполненные в ГОСНИТИ, показывают наличие связи износа рабочих поверхностей деталей с деформированием втулок. Установлено также, что крупные абразивные частицы, находящиеся в топливе, попадают в зазор между плунжером и втулкой вследствие деформации последней во время нагнетания топлива.

Ресурс прецизионных пар возрастает по мере снижения до определенных пределов их исходных зазоров и увеличения гидравлической плотности. Рациональный предел снижения зазора в парах определяется величиной монтажных и рабочих деформаций втулок, а также тонкостью фильтрации топлива. По мере износа пар растет их зазор, и резкое влияние на износ начинают оказывать более крупные частицы изменение зазора в пределах 0,6…2,5мкм существенно не влияет на скорость изнашивания. Поэтому уменьшать далее зазор нецелесообразно. В распределительных насосах НД этот зазор находится в пределах 0,6…1,6мкм.

При имеющих место весьма малых зазорах в парах особое значение приобретает вопрос снижения вероятности зависания плунжера во втулке, что достигается, в частности, уменьшением монтажных деформаций втулки путем снижения усилия затяжки штуцера насоса, повышения жесткости втулки и совершенствования ее конструкции. Исследованиями в ГОСНИТИ установлено, что при затяжке нажимного штуцера топливного насоса типа

ТН с моментом 120 Нм втулка в сечении ниже окон деформируется на величину до 3 мкм. Эти же данные были подтверждены исследованиями деформации деталей плунжерной пары при сборке насосов УТН-5, которые проводились в Саратовском ИМЭСХ.

Топливные насосы отказывают из-за износа деталей и, как следствие, изменения основных регулировочных параметров. Обработка данных, полученных ЦНИТА при эксплуатационных испытаниях насосов УТН-5, показала, что 29% всех отказов приходится на износ подшипников кулачкового вала, 12,5% на нарушение герметичности уплотнений, 29,2% - на увеличение неравномерности распределения топлива и снижение цикловой подачи (износ плунжерных пар и нагнетательных клапанов) и 8,5% - на снижение частоты вращения начала действия регулятора [3].

В распределительных насосах 28% основных дефектов приходится на износ и заедание плунжерных пар, 15% - на заедание и поломку зубьев промежуточной шестерни.

По данным ЦНИТА, суммарный износ сопряжений деталей в цепи привода плунжера (венец – рейка и поводок – втулка) за 1000 ч работы в условиях нормальной эксплуатации составляет 0,124мм. Почти 30% этого износа приходится на сопряжение болт толкателя – плунжер, 24% - на беговые дорожки подшипников, 28% - на ролики, ось и отверстие оси толкателя и 9% - на кулачок вала.

Заклинивание плунжерных пар наиболее опасно для распределительных насосов. Так, в частности, в насосах типа VE это приводит к поломке плунжера или к повреждению привода насоса. В насосах НД – к поломке зубьев промежуточной шестерни и др.

У кулачкового вала изнашиваются в основном передняя сторона кулачков и опорные шейки. Предельный износ профиля кулачков, определенный по результатам восьми насосов УТН-5 при их средней наработке 7300 ч, не превышал 0,01мм. Максимальный износ шеек может доходить до 0,15 мм.

Кулачковая шайба распределительных насосов с торцевым приводом наиболее сильно подвержена износу. Преобладает питтинговый износ кулачков, причем наблюдается неравномерный (увеличивающийся от центра радиуса) износ передней стороны кулачков.

Механизм поворота плунжера насоса УТН-5 (поворотная гильза, плунжер, рейка, промежуточный рычаг, ось и палец рычага, тяга рейки, палец и поводок рейки) за 1000ч изнашивается примерно на 0,185мм. Наибольший износ приходится на сопряжения: гильза поворотная – плунжер(25%), рычаг промежуточный – ось рычагов (25%) и рейка – зубчатый сектор(15%). Износ паза поворотной гильзы нередко доходит до 0,08мм.

У насосов с поводковым механизмом поворота плунжеров по мере износа возрастает зазор между хомутиками рейки и поводками плунжеров (до 0,4мм и более). Средняя величина зазора в сопряжении поводок рейки – палец рейки в новом насосе УТН-5 равна 23мкм, при износе зазор часто увеличивается до 100мкм. У насоса типа ТН отмечались большие износы сопряжения кулачок тяги – кронштейн рейки (до 1,5…2 мм) [3].

У головок насосов часто срываются резьбы под штуцеры, особенно при использовании для затяжки штуцеров обычных ключей вместо динамометрических.

Из других узлов насосов высокого давления особого внимания требует привод плунжеров. В настоящее время ресурс насосов во многих случаях ограничивается износом деталей именно этого узла.

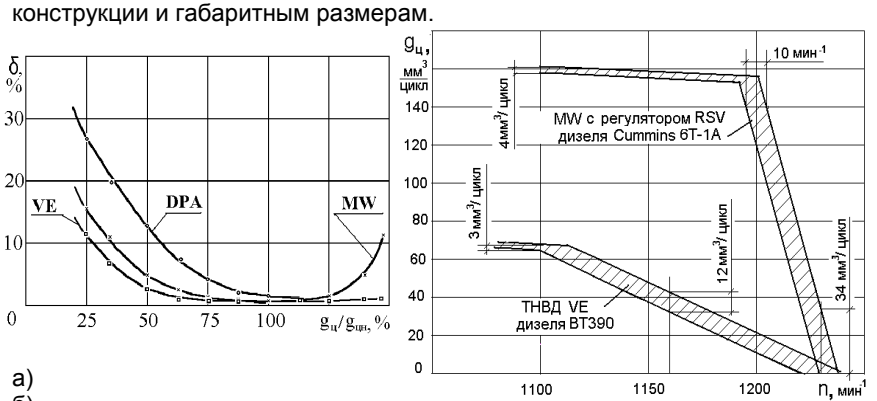
В насосах многих фирм толкатель смазывается маслом, подводимым под давлением от системы смазки двигателя, что значительно увеличивает ресурс насосов.

Из-за недостаточной стабильности жесткости пружин регулятора в процессе эксплуатации может существенно уменьшаться частота вращения начала действия регулятора. У регулятора в основном изнашиваются лапки и оси грузов, обойма подшипника, рычаг управления, регулировочные болты и др. по данным ЦНИТА, суммарный износ в размерной цепи механизма регулятора (приведенный к рейке насоса) у насоса УТН-5 за 1000 ч работы составляет 0,127мм.

После выполнения ремонтных работ у 32 насосов типа MW нами была произведена проверка работы всережимных регуляторов типа RSV (в процессе ремонта узел регулятора не подвергался разборке). Анализ Контрольных параметров 18 ТНВД типа MW дизелей Cummins 6T-1A комбайнов Case 2366 и 4 насосов VE с всережимными регуляторами дизелей ВТ390 самоходных косилок Case 8825HP показал стабильность установленных на заводе параметров регулятора (рис.67, б)

В частности, у насосов MW значения положения рейки отличалось от заданных заводом-изготовителем на номинальной частоте вращения кулачкового вала на 2 %, на режиме начала действия регулятора – 3% (экспериментальные точки находились в поле допуска). В то же время объемная подача у 8 насосов не удовлетворяла регулировочным значениям из-за низкой гидроплотности плунжерных пар.

Повышение надежности регуляторов насосов распределительного типа ведут с учетом весьма жестких требований, предъявляемых к простоте конструкции и габаритным размерам.



а)
б)

Рис.67 Эксплуатационные показатели топливоподающих систем:
а) зависимость межсекционной неравномерности подачи систем с различными насосами от % отношения цикловой подачи ($g_ц$) к ее номинальной величине ($g_{цн}$);
б) стабильность работы регуляторов насосов типа VE и MW.

Особенностью условий работы регуляторов насосов (типов VE, DPS, DPA) является то, что топливо подается в надплунжерное пространство через полость регулятора. При неудовлетворительной очистке топлива на внутренних стенках и деталях регулятора скапливаются отложения, которые в дальнейшем отслаиваются и попадают в линию нагнетания, нарушая работу плунжерной пары и форсунки. К тому же уменьшение проходного сечения жиклера перепускного клапана из-за его засорения отрицательно сказывается как на величине, так и на равномерности цикловых подач.

Системы питания автотракторных дизелей зарубежного производства в большинстве случаев комплектуются насосами MW, VE и DPA. В этой связи представляет интерес сравнительный анализ изменяющихся в процессе эксплуатации параметров топливоподачи систем с указанными насосами, в частности, межсекционной неравномерности (δ).

Результаты сравнительных исследований неравномерности подачи систем с различными насосами, имеющих примерную наработку, порядка 2050 моточасов, в зависимости от процента цикловой подачи ($g_ц$) к ее номинальной величине ($g_{цн}$), приведена на рис.67, а.

Как видно, наилучшие показатели по стабильности подачи имеет система с плунжерным распределительным насосом типа VE. Так, на режиме холостого хода величина δ составила 12%, а на номинальном – не более 1,5%.

Более худшие показатели системы с роторным насосом DPA объясняются тем, что здесь количество подаваемого топлива регулируется дросселированием на впуске и зависит от давления подкачки топлива. В результате неравномерного износа лопастей подкачивающего насоса при работе возникают колебательные явления в линии низкого давления, что отражается на равномерности подачи. К тому же в отличие от систем с насосами VE и MW в силу конструктивных особенностей система с DPA более требовательна к отклонениям давления начала впрыскивания форсунок различных цилиндров. Вместе с тем следует отметить, что неравномерность подачи всех исследованных систем была ниже предельных значений, установленных ГОСТ 10578-96.

По трудоемкости проведения ТО и регулировки наилучший показатель имеет насос MW, далее VE и последнее DPA. К недостаткам системы с DPA следует отнести и высокую чувствительность к наличию очень малого количества воздуха в системе низкого давления, выражающуюся в полном прекращении подачи топлива (системы с MW и VE при наличии малого количества пузырьков воздуха при работе автоматически прокачиваются и затем обеспечивают нормальную работу дизеля).

Таким образом, при комплектации топливной системы дизеля более предпочтительные эксплуатационные характеристики имеют системы с насосами MW и VE.

По мере эксплуатации устройств опережения впрыскивания топлива изнашиваются места контакта стаканов 15 с корпусом 6 (см. рис.24). Овальная выработка (длиной 15…25 мм шириной 10…12мм) в корпусе муфты может достигать глубины 0,5мм, что приводит к люфту ведущей полумуфты до 3…5°. Наблюдаются также износы сухарика 10 в месте контакта с осью 10, прорыв сальников. Отказы и разрегулировки муфты вызываются в большинстве случаев несоблюдением правил ТО (недостаток или избыток масла).

Наиболее частыми дефектами топливопроводов высокого давления

являются поломки, вызываемые вибрациями. С целью снижения вибраций топливопроводы прикрепляют к общему зажиму, снабженному пластикатовыми прокладками. На практике еще часто встречаются случаи комплектации топливной системы дизеля с различными по длине нагнетательными трубопроводами (при замене отказавшего топливопровода), что отрицательно отражается впоследствии на равномерности подачи.

Срок службы фильтров определяется количеством пропущенного через них топлива. По мере эксплуатации возрастает их гидравлическое сопротивление. Показателем надежности фильтров может служить скорость возрастания их гидравлического сопротивления.

Наиболее часто встречающимся и опасным дефектом бумажных фильтрующих элементов является прорыв перегородки, вследствие чего к прецизионным парам проходит нефильтрованное топливо, что ведет к резкому возрастанию интенсивности их изнашивания.

Эффективным путем повышения долговечности фильтрующих элементов является снижение скорости фильтрации топлива. Увеличение кратности циркуляции топлива в целях удаления воздуха практически не влияет на характеристики двигателя, но снижает ресурс топливных фильтров. Так, в системе питания трактора Т-150 на номинальном режиме часовой расход через ФГО составляет 28,6л, через ФТО – 60л. В системе питания МТЗ-80 через ФГО проходит 16,2л, а через ФТО – 80л.

У топливоподкачивающих насосов наиболее часто возникают неисправности, связанные с износом стержня толкателя и направляющего отверстия его гнезда, нагнетательного и всасывающего клапанов и их гнезд, поршня и его цилиндра.

Эксцентрик привода топливоподкачивающего насоса может изнашиваться до 0,03мм. У топливоподкачивающих насосов поршневого типа по мере эксплуатации возрастают зазоры между поршнем и корпусом (до 0,07…0,20мм) и штоком и втулкой (до 0,02 мм). В результате снижается подача насоса (почти в два раза) и возрастают утечки топлива в полость корпуса насоса, что приводит впоследствии к разжижению масла в картере двигателя. Н.В.Марочкин определил, что предельно допустимые значения зазоров между поршнем и корпусом насоса составляют 0,15мм, а между толкателем и втулкой - 0,015мм.

У топливных насосов низкого давления лопастного типа изнашиваются края лопастей и корпус насоса по периметру их взаимного соприкосновения. Причем износ может быть достаточно большим и неравномерным у разных лопастей. Вследствие возникновения по этой причине колебательных явлений в линии низкого давления, в частности, у насосов типа DPA серьезно ухудшается равномерность топливоподачи по секциям.

За период эксплуатации в течение 1998…2000г семидесяти комбайнов Case 2366 у 16 топливоподкачивающих насосов коловратного типа с электроприводом наблюдались отказы (наработка составляла 240…2700ч). При разборке насосов было установлено, что произошла разгерметизация сальника, разделяющего полости электропривода и нагнетания. Это привело впоследствии к отклеиванию постоянных магнитов с внутренней стенки корпуса насоса и заклиниванию привода. При этом было отмечено отсутствие износа лопаток и внутренней полости корпуса насоса.

Клапанные пары топливного насоса в большинстве случаев (80…90%) выбраковывают из-за износа разгрузочного пояска, на поверхности которого

образуются глубокие бороздки. Поясок обычно больше изнашивается со стороны нижнего торца.

Изнашивание цилиндрических поверхностей нагнетательного клапана и его корпуса большинство исследователей объясняют действием абразивных частиц в топливе. Однако, исследованиями ГОСНИТИ установлено появление деформации корпуса клапана при затяжке нажимного штуцера и циклическая его деформация в процессе топливоподачи. В результате суммарных деформаций наблюдаются случаи изменения структуры материала, что ведет к ускорению изнашивания деталей.

На запорной поверхности клапана четко выделяется кольцевая канавка местного износа (глубиной 50…100мкм) в результате пластической деформации металла от значительной ударной нагрузки, сосредоточенной на весьма узкой (0,20…0,25мм) притертой поверхности.

Установлено, что чрезмерное уменьшение зазора в зоне отсасывающего пояска клапана ненамного повышает его долговечность. Объясняется это тем, что при уменьшении зазоров увеличивается скорость изнашивания (рис. 73). Зазор, как и в плунжерных парах, выбирают с учетом тонкости фильтрации топлива. В клапанах современных насосов он находится в пределах 2…20 мкм (у насосов УТН в пределах 2…8 мкм). В зависимости от величины зазора клапаны делят на две группы: с зазорами 0,002…0,005мм (первая группа) и 0,005…0,008мм (вторая группа)

По мере эксплуатации зазор между отсасывающим пояском и гнездом клапана увеличивается, в результате чего повышаются остаточное давление в топливопроводе и цикловая подача системы (в отдельных случаях на 17% и более).

Герметичность клапанной пары в эксплуатационных условиях может быть определена с помощью капиллярных стеклянных трубок, устанавливаемых на штуцере головки топливного насоса. В питающую полость насоса подается топливо под давлением от ручного насоса. Клапан считается герметичным, если мениск в стеклянной трубке остается неподвижным, если мениск движется, то клапан негерметичен. Отказы в работе нагнетательных клапанов могут вызываться и поломками пружины клапана.

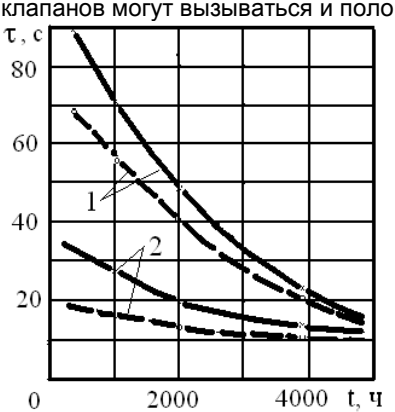


Рис.68 Зависимость гидравлической плотности τ нагнетательных клапанов от продолжительности t их работы:
1 – запорного конуса;
2 – разгрузочного пояска
(сплошная линия – для деталей первой группы, штриховая – для деталей второй группы).

В условиях рядовой эксплуатации нередки случаи самовольного вмешательства механизаторов в работу элементов топливной системы, в результате чего нарушаются основные регулировочные параметры ТА и, как

следствие, ухудшаются экономические и экологические показатели работы дизеля.

С увеличением наработки в дизелях изменяется равномерность подачи топлива по цилиндрам, качество распыливания топлива и четкость его отсечки. Это ухудшает процесс сгорания топлива в цилиндрах и ТЭП работы дизелей. Изменения топливоподачи в дизеле в основном зависят от работы форсунок. Неисправная форсунка резко лимитирует работоспособность дизельной топливной аппаратуры. Проведение ГОСНИТИ исследования показали, что недозатяжка пружины форсунки на каждые 3 МПа приводит к увеличению расхода топлива на 3%, а при отклонении от номинального значения на 6-7 МПа расход топлива возростает на 20-25%. Закоксовывание сопловых отверстий распылителей форсунок на 20-28% приводит к падению мощности дизеля на 6,5-8% и топливной экономичности – 5% (рис.69) [19].

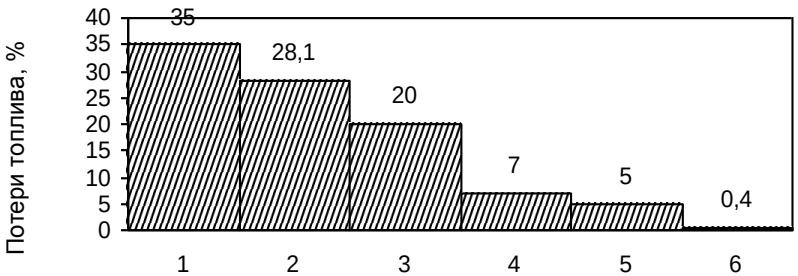


Рис. 69 Резервы экономии топлива: 1 – неисправность одной форсунки; 2 – закоксовывание сопловых отверстий распылителей форсунок – до 28 %; 3 – загрузка двигателей на 50-70 %; 4 – неправильная регулировка всережимного регулятора; 5 – неправильная установка ТНВД; 6 – подтекание топливопроводов, баков.

Наиболее характерные неисправности форсунок следующие; подтекание топлива после впрыскивания, утечки топлива через зазор между отверстием в корпусе и иглой, увеличение хода иглы, зависание иглы и закоксовывание внутренних и наружных поверхностей корпуса распылителя. Перечисленные дефекты вызываются износом сопловых отверстий, пластической деформацией запирающего конуса, износом торцевой поверхности корпуса форсунки, уменьшением жесткости пружины и износами цилиндрических поверхностей и штифта. Кроме того, наблюдаются случаи коррозионного разрушения рабочей поверхности иглы.

Наиболее слабыми узлами форсунок являются распылители, работающие в весьма тяжелых условиях, с большими ударными нагрузками (на уплотнительный конус действуют ударные нагрузки, иногда в 5 раз превышающие статические), интенсивным абразивным износом, при высокой температуре, в агрессивной среде.

В эксплуатации у новых форсунок идет интенсивная приработка торцевых поверхностей хвостовика иглы, штанги, пружины и регулировочного винта (регулировочных прокладок). Циклические нагружения новой форсунки уменьшают ее длину в свободном состоянии. После наработки 150…200

моточасов интенсивность приработки деталей снижается, стабилизируется жесткость и длина пружины в свободном состоянии. Это приводит к тому, что у новых форсунок за первые 100…150 моточасов работы давление начала впрыскивания снижается на 3,5…5,0 МПа и, как следствие, ухудшаются основные характеристики впрыскивания [4].

Суммарный износ опорных поверхностей иглы, уплотнительного конуса распылителя и торца корпуса форсунки может оцениваться величиной хода иглы. В автотракторных дизелях ее нормальный ход находится в пределах 0,20÷0,45 мм, при износе же опорных поверхностей он доходит до 0,6÷0,7 мм. Установлено, что при возрастании хода иглы ускоряется изнашивание поверхностей уплотнительного конуса распылителя и его закоксовывание. Увеличение хода иглы распылителя форсунки дизеля Д-37М с 0,2 до 0,45 мм уменьшает остаточное давление почти вдвое, а дальнейшее его возрастание до 0,7 мм в ряде случаев снижает мощность двигателя почти на 6% [12].

Причины неисправностей форсунок выяснялись многими исследователями. В работе И.А.Мичкина отмечается, что зависание иглы распылителя вызывается неустойчивостью гидродинамического истечения и тепловой напряженности [3, 21]. Наиболее часто зависание иглы происходит в результате деформации корпуса распылителя. По мнению других авторов, подвижность иглы теряется из-за малой интенсивности отвода тепла от форсунки.

По данным В.В.Антипова, природа изнашивания рабочих поверхностей корпуса распылителя и иглы такая же, как и плунжера. Кроме того, коррозионное разрушение поверхности иглы объясняется воздействием горячих газов, прорывающихся из камеры сгорания.

Работы фирмы Shell показали, что интенсивность коксования зависит и от диэлектрической проницаемости топлива. Закоксовывание распылителей было снижено добавкой в топливо присадок, увеличивающих его электропроводность. Это подтверждает сложность явления закоксовывания распылителей. Наиболее интенсивное коксование обычно наблюдается в первые 40…60 ч работы, снижаясь по мере эксплуатации. Это зависит от качества поверхности каналов распылителя. В этой связи следует обеспечивать высокое качество рабочих поверхностей сопловых отверстий.

Во многом изменение эффективного проходного сечения распылителей во время эксплуатации за счет износа входных кромок сопловых отверстий распылителей определяют во времени стабильность показателей топливных систем и, как следствие, их надежность.

Проведенные исследования показывают, что средний ресурс распылителей форсунок в настоящее время не превышает 2000…2500 моточасов, что не отвечает требованиям. Данные исследования, проведенные в ГОСНИТИ [159] по динамике изменения параметров распылителей по результатам эксплуатационных и ускоренных испытаний, а также анализ ремонтного фонда приведены на рис.70.

На рис.71 и 72 показаны топографии износов и эксплуатационные изменения для корпусов и игл распылителей.

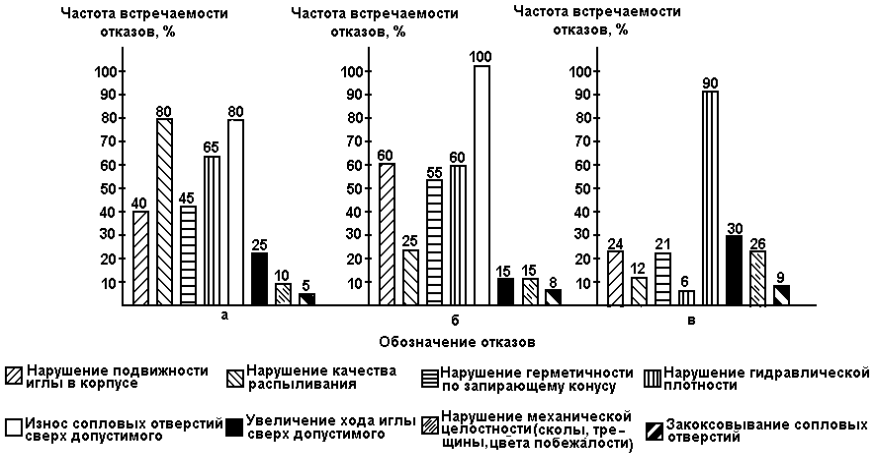


Рис.70 Диаграммы отказов распылителей форсунок дизелей по результатам анализа ремонтного фонда: а -– типа Д-240; б - типа СМД-62; в – типа ЯМЗ.

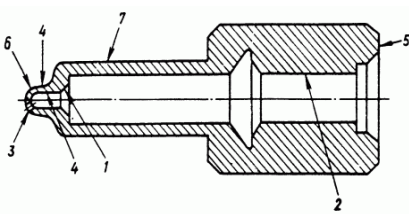


Рис. 71 Топография износов и техническое состояние корпусов распылителей ремонтного фонда после эксплуатации: 1 – изнашивание уплотняющего конуса распылителя; 2 – изнашивание внутренней направляющей поверхности, появление на поверхности следов отложения нагара, натиры и прихватывания; 3 – закоксовывание и изнашивание распыливающих отверстий; 4 – появление следов нагара в канале под уплотняющим конусом и на наружной поверхности корпуса; 5 – изнашивание уплотняющего торца корпуса; 6 – облом, смятие носика распылителя; 7 – сколы, трещины, цвета побежалости на корпусе.

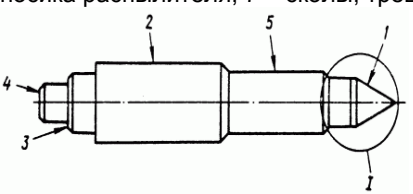


Рис. 72 Топография износов и техническое состояние игл распылителей ремонтного фонда после эксплуатации: 1 – изнашивание запирающего конуса иглы; 2 – изнашивание направляющей поверхности, появление на поверхности следов отложения нагара, натиры и прихватывания; 3 – износ уплотнительного торца иглы; 4 – износ торца и облом хвостовика иглы; 5 –трещины, цвета побежалости на игле.

Повышение надежности при совершенствовании конструкции форсунок достигается уменьшением габаритов и массы подвижных деталей, прежде всего за счет уменьшения диаметра иглы, так как эти мероприятия приводят к понижению силы пружины и силы удара иглы о седло и к уменьшению возможности обратного прорыва газов. Уменьшение в 3 раза массы подвижных деталей форсунок снижает интенсивность коксования в 4…5 раз.

Уменьшение габаритных размеров улучшает также условия охлаждения головки двигателя и возможности увеличения диаметров его впускных и выпускных клапанов.

Прорыву газов в полость распылителя препятствует и ускорение посадки его иглы. На практике массу подвижных деталей форсунки снижают, приближая пружину к игле, изготовляя штангу пустотелой или совсем устраняя ее.

Вероятность зависания игл распылителей уменьшается по мере увеличения зазора в направляющей части иглы. Однако чрезмерное его увеличение недопустимо ввиду возрастания утечек топлива в полость корпуса форсунки. В распылителях тракторных и комбайновых дизелей обеспечивается зазор 2…6 мкм.

Широкие возможности для увеличения зазора в направляющей части иглы, а также снижения массы подвижных деталей форсунки представляют гидравлическое и гидромеханическое запирания иглы. У гидрозапорных форсунок ввиду отсутствия штанги и пружины в 3…4 раза уменьшена общая масса подвижных деталей. Кроме того, эти форсунки позволяют резко увеличить зазор между иглой и направляющей (до 30мкм) и исключить перекосы иглы, неизбежно возникающие при механическом запирании. Все это заметно улучшает условия работы запорного конуса иглы распылителя.

Вероятность зависания иглы во многом зависит от величины момента затяжки гайки распылителя. При чрезмерно больших усилиях затяжки наблюдаются значительные деформации корпуса распылителя, нарушающие геометрию уплотнительного конуса и направляющего отверстия и, как следствие, ухудшающие подвижность иглы и герметичность ее посадки в уплотнительный конус по причине деформации корпуса распылителя форсунки, что чаще всего ведет к отказу в начальный период эксплуатации. Монтажные деформации определяются усилиями затяжки гаек форсунок и крепления их в головку двигателя.

Исследованиями ГОСНИТИ установлено, что в реальных условиях всегда имеется определенная неперпендикулярность опорных поверхностей гайки и форсунки к осям их резьб. Для обеспечения надежного уплотнения стыка между корпусами распылителя и форсунки при большой жесткости гайки приходится закручивать ее со сравнительно большим моментом. И наоборот, малая жесткость гайки способствует самоустановлению корпуса распылителя относительно корпуса форсунки. Поэтому надежное уплотнение указанного стыка достигается при сравнительно малых моментах затяга гайки [3, 12 ,20].

Следует отметить, что в соответствии с ГОСТ 10579-88, ГОСТ 10578-96 значения моментов затяжки гаек распылителей, а также крепления плунжерных пар на насосы устанавливают в технических условиях.

Наиболее кардинальным решением задачи конструирования запорного узла распылителя с целью увеличения его надежности и стабилизации параметров впрыскивания в эксплуатации и в серийном производстве является схема запирающей кромки, предложенной на ЯЗДА [2]. Схемы обычного и нового запорных узлов приведены на рис. 73. При новой схеме нижний конус иглы с углом α, примерно равным γ , участвует в работе запорного узла лишь в качестве дросселирующего направляющего потока топлива.

В результате взаимной приработки запирающих конусов, выполненных по традиционной схеме, в процессе эксплуатации окружность действительного контакта запирающего конуса иглы с седлом опускается вниз и уменьшает свой диаметр. Разность запорных конусов иглы и корпуса снижается до нуля, что приводит к уменьшению давления впрыскивания, ухудшению качества распыливания и дробящей работы на пусковых и проверочных режимах, способствует дальнейшему износу запирающих конусов.

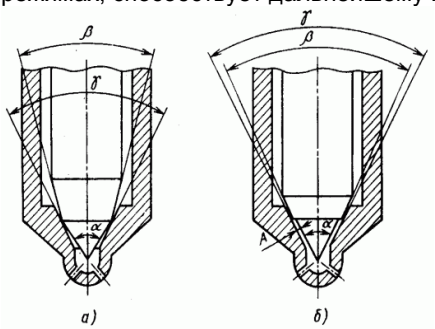


Рис. 73 Конструкция запорных кромок распылителя: а – традиционная схема; б – схема ЯЗДА.

Взаимная приработка запорных конусов по новой схеме не может вызвать опускания места действительного контакта вниз, так как этому препятствует врезка на игле. За счет приработки верхняя граница действительного контакта иглы с седлом перемещается вверх, уменьшая дифференциальную площадку. Это оказывает положительное влияние, так как некоторое увеличение $p_{фо}$ обеспечивает частичную компенсацию его уменьшения в результате усадки пружины и изнашивания контактирующих поверхностей, нагруженных пружиной.

Экспериментальные исследования показали, что давления начала впрыскивания в форсунках с опытными распылителями за 150 тыс. км пробега автомобилей КамАЗ понизилось только на 2,5%, а в серийных - на 15%. Большинство серийных распылителей на пусковом режиме не обеспечивало дробящую работу уже через 30 тыс. км пробега, а через 120 тыс. км все 100% серийных распылителей не обеспечивали дробящую работу и качественное распыливание топлива. Из рис. 74 видно, что характер дробящей работы опытных распылителей не изменялся на протяжении всего пробега (120 тыс.км) [2].

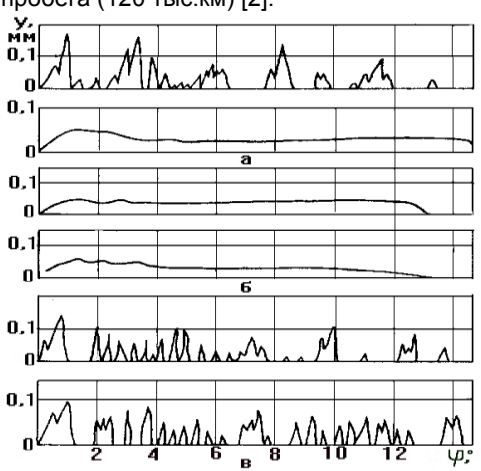


Рис. 74 Ход иглы серийных распылителей:
а – после 30 тыс.км пробега;
б – после 120 тыс.км пробега;
в – то же, с врезкой по схеме ЯЗДА.

Наблюдаемые в период эксплуатации отказы дизеля по причине неисправностей элементов системы питания в значительной мере связаны с невыполнением правил эксплуатации и рекомендаций по техническому обслуживанию.

Неисправности дизеля можно условно разделить на две группы. К первой группе относятся неисправности вызванные, как правило, износом деталей и проявляющиеся различными посторонними шумами и стуками, расходом масла, перегревом и т.д.

Вторая группа неисправностей - в применении запасных частей низкого качества, некачественном ремонте отдельных деталей, неквалифицированных сборке и установке двигателя. Большинство таких неисправностей проявляются сразу после запуска двигателя, либо после непродолжительной эксплуатации. Основные признаки неисправностей по показателям работы дизеля и способы их устранения приведены в табл. 8.

В любом случае неисправность должна быть устранена в обязательном порядке, поскольку эксплуатация двигателя с явной неисправностью может привести к серьезным повреждениям тех или иных деталей или выходу двигателя из строя.

Таблица 8. Признаки неисправностей по показателям работы дизеля и способы устранения

Характеристика неисправности / Причина	**Проверка**	**Способ устранения**
Двигатель не заводится после стоянки («на холодную»)		
Отсутствие топлива в ТНВД вследствие подсоса воздуха	Долгая прокачка системы ручным насосом, при ослаблении болта выпуска воздуха топливо не вытекает	Найти и устранить негерметичность
Рейка ТНВД потеряла подвижность или неисправен пусковой обогатитель ТНВД	При наличии топлива в головке ТНВД отсутствие или слабая подача топлива через отсоединенный трубопровод высокого давления. При перемещении рычага управления рейка ТНВД остается неподвижной.	Снять и отремонтировать ТНВД
Неправильная работа свечей накала	Контрольной лампой проверить соответствующий предохранитель, наличие напряжения на свечах и продолжительность их нагрева. Проверить исправность свечей накала.	Заменить неисправные предохранители, свечи или блок управления
Недостаточная компрессия в цилиндрах двигателя	Снять форсунки или свечи накала и проверить компрессию	Отремонтировать ГРМ и ЦПГ

Двигатель не заводится «на горячую». Холодный двигатель запускается		
Износ плунжерных пар ТНВД	Проверить максимальное давление впрыска топлива у холодного и горячего дизеля	Снять и отремонтировать ТНВД
Неправильная регулировка клапанов	Проверить зазор в ГРМ	При необходимости отрегулировать
Двигатель заводится и сразу останавливается.		
Перепутаны местами подводящий и сливной трубопроводы ТНВД или перепускной клапан и болт-штуцер.	Визуально	Соединить трубопроводы в соответствии с инструкцией
Неправильно установлены рычаги управления регулятором ТНВД	Визуально	Установить рычаги в соответствии с инструкцией
После запуска двигатель работает неустойчиво, с белым дымом, глохнет на режиме холостого хода.		
Подсос воздуха между топливным баком и подкачивающим насосом или через ручную подкачку	Визуально установив прозрачный трубопровод или по подтекам топлива подав давление воздуха в топливный бак.	Устранить подсос воздуха
Недостаточная производительность подкачивающего насоса.	При подкачке топлива вручную работа нормализуется. Проверить износ эксцентрика привода подкачки исправность пружины поршня, негерметичность клапанов-грибков,	Заменить или отрегулировать ТННД
Перепускной клапан не поддерживает заданного давления в ТНВД	При прокачке системы вручную не создается давление.	Отрегулировать или заменить перепускной клапан.
Присутствие моторного масла в топливе		
Износ прецизионной пары привода подкачивающего насоса	Визуально проверить зазор и повреждения в сопряжении «шток-втулка»	Заменить прецизионную пару или ТННД в сборе
Износ подшипников скольжения кулачкового вала ТНВД (для распределительных насосов типа VE)	Проверить люфт кулачкового вала в подшипниках скольжения	Отремонтировать ТНВД
Присутствие топлива в моторном масле. Повышение уровня масла в двигателе.		
Износ прецизионной пары привода подкачивающего насоса	Визуально проверить зазор и повреждения в сопряжении «шток-втулка»	Заменить прецизионную пару или ТННД в сборе

Нарушение уплотнения между плунжером (подвесной секцией) и корпусом ТНВД	Проверяется на стенде при раздельной работе ТНВД и ТННД.	Заменить уплотнения и отрегулировать ТНВД
Отсутствие воспламенения в одном из цилиндров	Проверить компрессию в цилиндрах. Проверить работу ГРМ и ЦПГ	Отрегулировать ГРМ, ремонт ЦПГ
Одна из форсунок не распыляет топливо	Проверить работу форсунок	Отремонтировать и отрегулировать форсунку
При установке форсунок под клапанной крышкой: подтекание топлива в местах соединения трубопроводов высокого давления или «обратки»	Визуально при работе двигателя	Устранить подтекание
Ослабла или не затянута прижимная гайка распылителя форсунки		Заменить гайку
Большой расход топлива. Черный дым при работе двигателя на режиме максимальной мощности.		
Недостаточное поступление воздуха вследствие засоренности воздушного фильтра.	Кратковременно проверить работу двигателя без воздушного фильтра	Заменить фильтр
Недостаточное поступление воздуха вследствие неправильной работы ГРМ	Проверить зазоры в клапанах и соответствие меток коленвала и распредвала	Отрегулировать ГРМ
Недостаточное поступление воздуха вследствие неисправности турбокомпрессора	Замерить давление наддува	Заменить турбокомпрессор
Неправильная регулировка ТНВД или не соответствие ее типу двигателя	Проверить соответствие.	Отрегулировать ТНВД
Двигатель плохо запускается, не развивает обороты, работает неустойчиво, возможен густой белый дым.		
Неправильно установлен угол опережения впрыска топлива	Проверить в соответствии с инструкцией	Отрегулировать угол опережения впрыска
Нарушен порядок работы цилиндров	Проверить соединение трубопроводов высокого давления	Подключить в соответствии с инструкцией
Засорен фильтр очистки топлива или топ-	При подаче топлива минуя фильтр признаки	Заменить фильтр, промыть топливный

ливоприемник в баке	пропадают	бак
Вследствие деформации уменьшилось проходное сечение трубопровода низкого давления	Проверить пропускную способность	Заменить трубопровод
Сизый дым при работе на режиме холостого хода.		
Позднее зажигание	Проверить в соответствии с инструкцией	Отрегулировать угол опережения впрыска
Плохое распыливание топлива форсункой	При отключении одной из форсунок дым пропадает	Отремонтировать форсунку
Несоответствие распылителя или уплотнительной шайбы под форсункой данному типу двигателя	При отключении одной из форсунок дым пропадает	Проверить соответствие деталей данному типу двигателя
Износ профиля кулачка привода плунжера	Визуально после разборки ТНВД	Отремонтировать ТНВД
«Жесткая» работа двигателя, возможен белый дым.		
Раннее зажигание	Проверить в соответствии с инструкцией	Отрегулировать угол опережения впрыска
Густой серо-белый дым при работе, при перегазовке «жесткий» стук, тепловой режим дизеля завышен.		
Открыт клапан рециркуляции	Проверить подвижность клапана и работу системы рециркуляции	
Двигатель не глохнет Двигатель «троит»		
Не подключен или отсоединился привод рычага остановки	Проверить работу системы	Восстановить работу привода
Заклинивание рейки ТНВД или одного из плунжеров	Двигатель не реагирует на перемещение рычага управления ТНВД	Отремонтировать ТНВД
Большая подача масла во впускной коллектор из-за неисправности турбокомпрессора или высокого уровня масла в двигателе	Визуально при отсоединении впускного коллектора от турбокомпресссора. Проверить уровень масла, отсоединить патрубок вентиляции картера	Заменить турбокомпрессор
Подача масла через вентиляцию картера	Визуально при отсоединении патрубка вентиляции	
Двигатель «троит»		
Не работает одна из форсунок	Замена форсунок местами изменяет номер неработающего цилиндра	Отремонтировать форсунку
Большая неравномерность подачи топлива или компрессии	Замена форсунок местами не изменяет номер неработающего цилиндра	Проверить исправность ГРМ и ЦПГ, отрегулировать ТНВД

5. ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЬНЫХ ТОПЛИВ НА ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

5.1. Характеристики дизельных топлив

Стабильная и надежная работа двигателя и топливной аппаратуры обеспечивается при сгорании топлива без нагарообразования и выделения смол на деталях камеры сгорания и иглах распылителей, закоксовывания отверстий распылителей, при исключении корродирования деталей ТА и поверхностей емкостей. Топливо должно иметь в своем составе как можно меньше механических примесей, воды и хорошо фильтроваться.

Эксплуатация дизелей на открытом воздухе в различные времена года и в различных климатических условиях требует, чтобы при низких температурах окружающей среды топливо не кристаллизовалось и не теряло вязкости, а при высоких – в нем не образовывались паровые пробки, нарушающие нормальную работу ТА. Топливо при длительном хранении не должно изменять своих свойств.

Для обеспечения надежной эксплуатации быстроходных дизелей промышленность вырабатывает топлива по ГОСТ 305-82. Производятся три марки топлива для использования при различных температурах окружающего воздуха: Л- летнее, З- зимнее, А- арктическое. В последнее время заводы начали производить топлива расширенного и утяжеленного фракционного составов (РФС и УФС). Летнее топливо предназначено для применения при температуре окружающего воздуха 0°С и выше и должно иметь температуру застывания не выше –10°С и температуру помутнения не выше –5°С. Зимнее топливо выпускается двух видов. Для использования в умеренной зоне (при минимальной температуре воздуха до –20°С) предназначено топливо с температурой застывания не выше –35°С и температурой помутнения не выше -25°С. Для применения в холодной климатической зоне (при минимальной температуре окружающего воздуха до –30°С) вырабатывается зимнее топливо с температурой застывания не выше –45°С и температурой помутнения не выше –35°С. Арктическое топливо предназначено для применения при температуре окружающего воздуха до –50°С.

Кроме низкотемпературных свойств важным показателем качества топлива является общее содержание серы. В летнем и зимних топливах допускается содержание серы не более 0,5%, а в арктическом – не более 0,4%. Для автотракторных дизелей допускается использование топлив с температурой вспышки выше 40°С.

Эти показатели качества топлив настолько важны в условиях эксплуатации, что их значения входят в условную маркировку товарных топлив для быстроходных дизелей. Летнее топливо обозначают с учетом содержания серы и температуры вспышки: Л-0,5-40; Л-0,2-40; Л-0,5-61 и т.д. Зимнее топливо маркируют с учетом содержания серы и температуры застывания: З-0,2минус45; З-0,5минус45. В условное обозначение арктического топлива входит только содержание серы: А-0,2 и А-0,4.

Для правильного выбора необходимой марки топлива следует проанализировать влияние некоторых показателей топлив на эксплуатационные показатели топливной аппаратуры и дизеля. Это необходимо и для обеспечения экологических показателей в связи с введением нормирования дымности

и токсичности ОГ в процессе эксплуатации автотракторных и комбайновых дизелей.

Наибольшее влияние на выбросы токсичных компонентов оказывают моторные качества топлива - цетановое число (ЦЧ) и испаряемость (фракционный состав), содержание в топливе ароматических углеводородов (в частности, полициклических ароматических углеводородов - ПАУ) и серы, элементный состав топлива (отношение содержания Н/С и О/С, количество химически связанного азота), наличие присадок в топливе.

Влияние ЦЧ топлива обусловлено тем, что оно определяет продолжительность периода задержки воспламенения (ПЗВ) и, как следствие, весь характер протекания процесса сгорания и, в конечном счете, влияет на эмиссию всех нормируемых токсичных компонентов ОГ. С уменьшением ЦЧ возрастает период задержки самовоспламенения, и, как следствие, количество топлива, подготовленного к одновременному самовоспламенению.

В целом, оптимальными с точки зрения токсичности ОГ являются ЦЧ, равные 55...60 и выше. Такими ЦЧ обладают топлива, состоящие из углеводородов, обладающих малой термической стойкостью и легко разлагающиеся в КС дизеля. Предпочтительными являются дизельные топлива, получаемые из нефти парафинового основания, имеющие плотность 830...850 кг/м^3, диапазон выкипания от 160...180 до 360...380^{0}С и температуру выкипания 50 % топлива от 200 до 250^0 С [16].

Чем выше содержание серы в топливе, тем больше нагара и лака получается при его сгорании. Сера, содержащаяся в топливе, влияет не только на массу образующегося нагара, но и на его свойства. Влияние серы на нагарообразование является одной из причин ограничения его содержания в топливе.

Следует отметить более низкое качество отечественных топлив по сравнению с зарубежными. В США и передовых странах Западной Европы содержание серы в дизельном топливе ограничивают 0,05 % по массе, а содержание ароматических углеводородов - 20 % [23]. Уже сейчас имеется возможность значительно снизить выбросы вредных веществ, особенно СО и твердых частиц, при переходе на топливо, которое по своим свойствам сходно с так называемым шведским топливом 1 класса (рис. 75, табл. 9).

В России, как было указано выше, выпускаются дизельные топлива с содержанием серы 0,2 и 0,5 %. Более того, ряд заводов производит топливо с содержанием серы до 0,8 %. Содержание ароматических углеводородов в отечественных дизельных топливах не лимитируется.

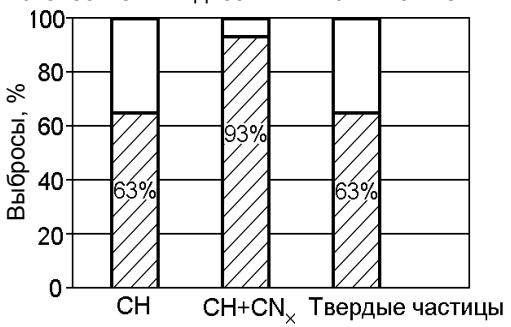


Рис. 75 Влияние качества топлива на выбросы.
База: обычное дизельное топливо (100%) и шведское топливо 1 класса.

Таблица 9. Требования к качеству дизельных топлив в Калифорнии и Швеции

Показатель	Калифорния (с 1993г)	Швеция (с 1991г)	
		Кл 1	Кл 2
Температура, ^{o}C: начала кипения , не ниже	170	180	180
выкипает 90%, не выше	320	-	-
выкипает 95%, не выше	-	285	295
Содержание, %, не более :			
Серы	0,05	0,001	0,005
АУ	10	5	20
ПАУ	1,4	0,02	0,1
Плотность при 15°C, кг/м^{3}	830…860	800…820	800…820
Минимальное цетановое число	48	50	47

За рубежом разработаны и широко применяются присадки и высококачественные компоненты, повышающие ЦЧ топлив. В России применение таких присадок ограничено. Поэтому если отечественные дизельные топлива имеют ЦЧ, равные 45...50, то зарубежные - 50...55 и выше [16]. В силу указанных причин дизели, работающие на отечественных топливах, отличаются повышенной токсичностью ОГ по сравнению с дизелями, работающими на зарубежных топливах.

Исходя из изложенного, можно отметить, что резервы, заложенные в традиционных топливах, еще не исчерпаны. Одновременное решение ряда задач, например снижения содержания серы (не более 0,05% по массе), улучшения фракционного состава топлива, увеличения цетанового числа до 58 единиц, снижения содержания ароматических углеводородов (не более 10% по массе) позволит уменьшить выбросы частиц почти на 30%.

5.2. Влияние условий хранения, заправки и транспортировки на показатели топлива

Статистика наработки топливной аппаратуры, расход запасных частей и потребности в них указывают на несоответствие между продолжительностью работы, установленной по результатам специальных испытаний, и продолжительностью работы в условиях эксплуатации, так как ТА без ремонта отрабатывает один-два агротехнических сезона. Отмечено, что при эксплуатации от 30 до 95% всех отказов дизелей происходит по причине несовершенства системы питания. Почти половина всех отказов систем питания дизелей связана с загрязнением топлива. Вследствие этого заводы топливной аппаратуры вынуждены выпускать до 40% запасных частей от объема всей продукции [3, 4]. Это говорит о том, что эксплуатация ТА в отдельных сельскохозяйственных предприятиях сводит на нет результаты совершенствования ТА и возможность увеличения его потенциального ресурса. Анализ отказов ТА показал, что одной из главных причин отказов является некондиционность дизтоплива в условиях эксплуатации из-за его загрязнения при транспортировке, хранении, заправке машин и в процессе выполнения сельскохозяйственных работ.

В частности, проведенная в 1998 г. ГОСНИТИ оценка качества поставляемых в агропромышленный комплекс ТСМ показывает, что около 28% их не соответствует требованиям заявляемой, а около 25% поставляется без должной апробации их пригодности к применению (рис.76) [19].

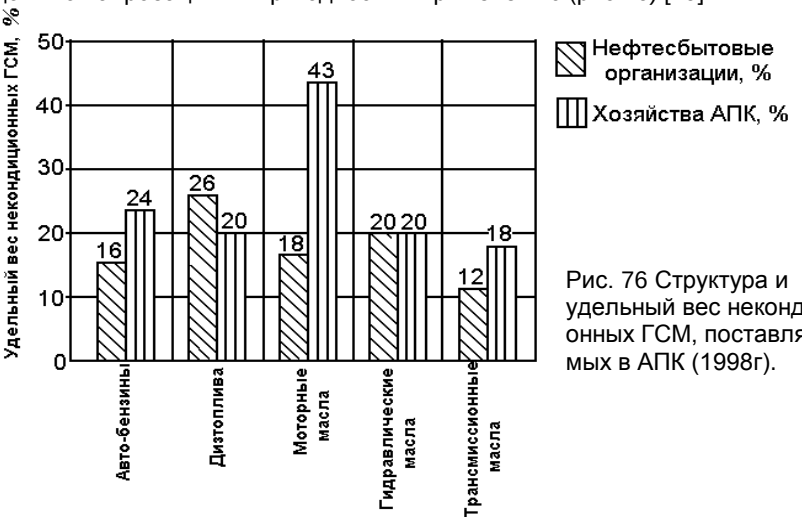


Рис. 76 Структура и удельный вес некондиционных ГСМ, поставляемых в АПК (1998г).

Ухудшение эксплуатационных свойств топлива происходит вследствие загрязнения механическими примесями, состоящими из абразивных частиц, продуктов коррозии металлов и окисления топлива в виде смолистых отложений.

Например, трактор Т-150 за один сезон расходует до 35тонн дизтоплива, так что даже при допускаемом стандартами содержании загрязнителей в систему питания поступает 15кг механических примесей и до 10л воды. Как правило, в реальных условиях эксплуатации фактическое содержание загрязнителей в топливе может быть в несколько раз большим. Содержание примесей находится в прямой зависимости от запыленности воздуха и сезона эксплуатации и колеблется от нескольких граммов до 400г на тонну топлива.

При различных сельскохозяйственных работах очень велика степень насыщения воздуха пылью. При пахоте она составляет 0,05…1,1 г/м^3, при севе – 0,8…2,5, культивации – 0,9…1,2. Основную ее часть составляет оксид кремния (до 60%). При посеве зерновых культур, например трактором МТЗ-80, содержание пыли в воздухе возле пробки топливного бака достигает 200мг/м^3. Пыль в топливо в основном попадает сквозь каналы в пробке топливного бака. Так, при работе дизеля в условиях сильного запыления воздуха содержание механических примесей в топливе к моменту выработки бака в 2…3 раза больше, чем в момент заправки [21].

Многочисленные исследования показали, что абразивное изнашивание имеет преобладающее влияние на разрушение прецизионных пар деталей ТА и, в первую очередь, плунжерных пар. Отмечено, что износ плунжерной пары у насосов рядного типа сказывается в большей степени на энергоэкологических показателях, а у насосов распределительного типа резко ухуд-

шает пусковые характеристики дизеля. Установлено, что для обеспечения требований к пусковым режимам (малая скорость движения плунжера и низкая частота вращения) износ не должен превышать зазор в плунжерной паре более чем в два раза при снижении величины цикловой подачи не более чем на 20%. Предельная глубина износа зависит, главным образом, от дисперсного состава загрязнителя. Установлено, что максимальный износ равен средней тонкости отсева при содержании механических примесей в топливе в соответствии с ГОСТ 305-82. Рекомендованы следующие значения средней тонкости отсева фильтра; для автотракторных дизелей с насосами распределительного типа – в пределах 1…2мкм, а с насосами рядного типа – в пределах 2…4 мкм.

Полное освобождение топлива от твердых примесей и растворенной воды практически невозможно.

Вода в топливе может находиться в трех видах: растворенная (гигроскопическая); эмульсионная (мелкодисперсная эмульсия, частицы которой равномерно распределены в топливе, полностью насыщенном растворенной водой) и отстойная вода, находящаяся в виде сплошного слоя или крупных капель в нижнем слое топлива. В топливах по ГОСТ 305-82 эмульсионная и отстойная вода должна отсутствовать (в топливе марки Л содержание воды не должно быть свыше 0,03%). Свободная вода в топливе повышает его коррозионную активность, ухудшает противоизностные свойства, а при быстром понижении температуры окружающего воздуха является источником образования кристаллов льда и ледяных пробок в топливной системе двигателя. Наиболее «чувствительным» показателем к содержанию свободной воды является температура помутнения топлива, которая при обводнении топлива может повыситься на 10°С и более.

По рекомендации НПО ЦНИТА улучшение системы хранения и раздачи топлива в нефтехозяйствах предприятий может производиться при ее организации согласно схеме по рис. 77 [21]. В предложенной схеме резервуары для дизельного топлива устанавливаются наклонно, под углом $2^{o}30^{1}$. Слив топлива может быть произведен только в приемный резервуар, а раздача топлива только из раздаточного резервуара. Наличие в приемном и раздаточном резервуарах плавающих топливоприемников и соединение топливораздаточной колонки только с раздаточным резервуаром обеспечивают двойное отстаивание топлива. Превышение нижнего уровня установки приемного резервуара по отношению к нижнему уровню раздаточного обеспечивает минимальные остатки топлива в системе.

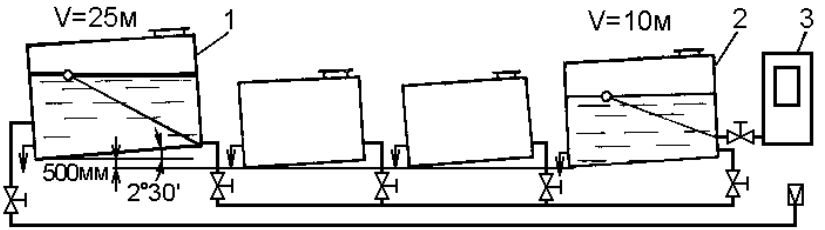


Рис.77 Схема НПО ЦНИТА системы хранения и раздачи дизельного топлива: 1– приемный резервуар; 2– раздаточный резервуар; 3– раздаточная колонка.

5.3. Улучшение низкотемпературных свойств дизельного топлива

В условиях эксплуатации начала осенне-зимнего периода могут возникнуть проблемы в связи с отсутствием в нефтехозяйствах предприятий зимнего дизельного топлива (ДТ). При снижении температуры летнего дизельного топлива ниже -5°С резко ухудшается его фильтруемость и прокачиваемость и, как следствие, нарушается работа системы топливоподачи, которая может привести к полной остановке дизеля.

В этой связи предприятия вынуждены самостоятельно искать способы улучшения низкотемпературных свойств топлива, в частности, путем добавления в летнее дизельное топливо керосина. Для практического применения рекомендуется использовать: при температуре наружного воздуха до –20°С – смесь 60% ДТЛ и 40% керосина; при температуре до-30°С – смесь 60% ДТЛ и 40% керосина; при температуре до-40°С – смесь 40% ДТЛ и 60% керосина.

Следует помнить, что вязкость смеси дизельного топлива с керосином в большей степени снижается при низкой температуре и меньшей - при повышенной (рис. 78). При нагревании ДТ от 0 до 80°С вязкость снижается на 25…30%, а при нагревании его смесей с керосином в таких же пределах – на 15…25%. Кроме того, необходимо предпринять аналогичные меры и по отношению к летним топливам, находящимся в топливных баках тракторов и автомобилей.

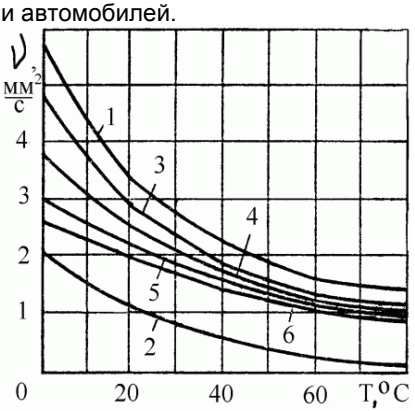


Рис. 78 Вязкость летнего дизельного топлива и его смесей с керосином: 1-дизельное топливо; 2 – керосин; 3 – 80% топлива и 20% керосина; 4 – 60% топлива и 40% керосина; 5 – 40% топлива и 60% керосина; 6– 20% топлива и 80% керосина.

Из существующих способов улучшения низкотемпературных свойств и получения зимних сортов ДТ как в условиях нефтеперерабатывающих заводов, так и в эксплуатации, наиболее рациональным способом является введение в топлива депрессорных присадок [6, 16].

В качестве депрессоров запатентовано много продуктов самого различного строения. Значительное место среди них занимают сополимеры этилена с винилацетатом различной молекулярной массы. За рубежом такие сополимеры выпускают под торговыми названиями Парадин-20, ЕСА-5920, РА-2353, Амоко-543, ОФА-410 и др.

Механизм действия депрессорных присадок является дискуссионным, но более распространены адсорбционная и сокристаллизационная теории. Доказано, что при добавлении депрессора к топливу размеры образующих кристаллов уменьшаются до 3…4мкм, максимум - 8…10мкм.

В Уфимском ГНТУ для дизельных топлив разработана на нефтяной основе депрессорная присадка «Недисс», состоящая из смеси низкомолекулярного полиэтилена с гудроном, обеспечивающая смещение равновесия фазовых переходов в более низкотемпературную область. Топливо мутнеет, однако не теряет свойств фильтруемости и прокачиваемости. При этом ценные компоненты – парафиновые углеводороды, влияющие на цетановое число, остаются в составе топлива.

С целью оценки эффективности воздействия и определения рациональной концентрации введения присадки были проведены исследования низкотемпературных свойств различных нефтепродуктов (образцы дизельного топлива и масляных фракций с АО «Уфанефтехим») при введении в них «Недисс». Испытывались дизельное топливо летнее, дизельные фракции с вакуумных колонн АВТ-1, АВТ-3 и АВТ-4, утяжеленное дизельное топливо с гидрокрекинга (ГК), легкий газойль каталитического крекинга (ЛГ КК), депарафинированное масло с гидрокрекинга.

Расчетное количество присадки вводили в исследуемый нефтепродукт и перемешивали при комнатной температуре в течение 10 мин. Температуры помутнения и застывания образцов оценивали соответственно по ГОСТ 5066-56 и ГОСТ 20287-74. Зависимости температур застывания различных нефтепродуктов от процента введения в них депрессора «Недисс» (по массе) приведены в табл. 10.

Как видно, воздействие присадки на низкотемпературные свойства начинается при ее содержании в ДТ в количестве 0,03%. Чем больше в составе исходного нефтепродукта углеводородов, способных образовывать отдельную фазу при пониженных температурах, тем больше требуется депрессора для достижения минимума температуры застывания и тем меньше уровень ее снижения. Наибольшее снижение температуры застывания наблюдали в смеси легкий газойль 1А-1М с «Недисс», достигающее –60°С при наименьшей концентрации – менее 0,1%.

Таблица 10. Температуры помутнения и застывания дизельных топлив при введении присадки «Недисс»

Топливо	Содержание присадки, %	Температура, °С	
		помутнения	застывания
1. ДТ летнее с АВТ-1	0	-4	-18
	0,03	-4	-22
	0,17	-4	-37
	0,33	-4	-39
2. ДТ зимнее с АВТ-3	0	-42	-45
	0,03	-40	-50
	0,17	-22	-51
	0,33	-10	-53
3. ДТ зимнее с АВТ-1	0	-43	-47
	0,03	-43	-46
	0,10	-44	-53
	0,17	-44	-53
	0,23	-43	-55
	0,33	-43	-55

Согласно существующим представлениям о механизме действия депрессорных присадок необходимым условием является образование сложной структурной единицы (ССЕ), в центре которой находится ядро, состоящее из депрессора, и адсорбционно-сольватный слой, состоящий из парафиновых углеводородов. Ввиду малого содержания парафиновых углеводородов в легком газойле каталитического крекинга расстояние между ССЕ большое и взаимодействие между ними незначительное, поэтому этот продукт подвергается наибольшему эффекту депрессирования. При содержании депрессора в количестве 0,05…0,2% температура застывания его понижается ниже –60°С. В депарафинированном масле вообще отсутствуют парафиновые углеводороды способные кристаллизоваться, в связи с чем этот продукт не подвергается воздействию депрессора.

Экспериментальные данные убедительно подтвердили имеющееся представление о механизме действия присадки в системе ДТ+«Недисс». Как правило, существует минимальная пороговая концентрация присадки, при которой достигается ее максимальная эффективность. Для летнего дизельного топлива для снижения температуры застывания требуются более высокие концентрации депрессора 0,17…0,33% (см. табл.9), при этом и эффект действия депрессора выше. Температура застывания снижается в 2 и более раз, а для зимнего дизельного топлива - только на 6…8°С. Следовательно, применение депрессора «Недисс» наиболее эффективно для летних дизельных топлив.

Для оценки влияния присадки на состояние элементов системы питания и технико-экономические показатели дизеля нами были проведены сравнительные исследования при работе на стандартном летнем топливе и на летнем топливе с добавкой присадки “Недисс”. Моторные испытания проводились по ГОСТ 18509-80 на базе электрического тормозно-обкаточного стенда КИ-5527-ГОСНИТИ.

Результаты исследований показали, что применение присадки «Недисс» не оказывает негативного влияния на состояние и работоспособность элементов системы питания и на технико-экономические показатели дизеля.

Проведенные исследования выявили высокие депрессорные качества присадки при введении в летнее дизельное топливо. Применение присадки «Недисс» обеспечивает стабильность свойств летнего дизельного топлива, существенно улучшает его низкотемпературные свойства, обеспечивая надежную работу топливоподающей системы при температурах до –30°С.

6. ДИАГНОСТИРОВАНИЕ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ

6.1. Совершенствование методов диагностирования

При проверке работоспособности ТА используют методы диагностирования, выявляющие (без указания места и причины) определенную совокупность отказов и повреждений (снижение давления впрыскивания, нестабильность параметров топливоподачи и т.д.). При проверке правильности функционирования диагностирование направлено на определение совокупности дефектов технологических регулировок и настроек, вызывающих недопустимое снижение технико-экономических и экологических показателей дизеля (неравномерность топливоподачи, разрегулировка регулятора и т.д.).

При поиске дефектов методы диагностирования позволяют выявить место, вид и причину дефекта (износ плунжерных пар, разрегулировки давления впрыскивания форсунки, цикловой подачи, угла опережения впрыскивания, и т.д.).

Для оценки технического состояния топливной аппаратуры применяют различные методы диагностирования. Классификация по использованному физическому процессу позволяет наиболее полно выявить возможности и техническую характеристику соответствующего метода диагностирования. Каждый метод предназначен для контроля определенного физического процесса и основан на применении определенного физического явления. Физический процесс характеризуется изменением физической величины во времени. По используемому физическому процессу методы диагностирования делятся на виброакустический, спектрографический, магнитоэлектрический, тепловой, гидравлический, газоаналитический, кинематический и некоторые другие.

Диагностирование ТА **виброакустическим** методом. Процесс впрыскивания топлива сопровождается формированиям в различных местах системы топливоподачи виброакустических сигналов, вызываемых как перемещениями подвижных деталей ТА (иглы форсунки, нагнетательного клапана, муфты привода, деталей привода плунжера), так и волнами давления топлива в линиях низкого и высокого давлений.

Достаточно полную информацию о динамике иглы форсунки в процессе впрыскивания топлива имеют максимальные виброускорения форсунки, возникающие при подъеме и посадке иглы распылителя. Так, скорость подъема и посадки иглы распылителя составляет 1,6…2,2м/с. Перемещение иглы с такой скоростью, ударный характер ее подъема и посадки вызывают интенсивное соударение и формирование вибрационных импульсов, регистрируемых вибродатчиком, устанавливаемым на торец форсунки [1, 10].

Безусловным достоинством виброакустической диагностики является простейший способ закрепления первичных преобразователей на объекте. Такие новые методы, как лазерная вибродиагностика вообще допускают бесконтактный съем сигнала. Проще всего реализуются методы с ограниченной информативностью, например, обеспечивающие фиксирование начала и конца подачи.

Вместе с тем обработка и интерпретация информации, распознавание параметров и дефектов весьма сложны, недостаточно стабильны, достоверны и информативны. Вибросигнал очень сильно зависит от способа и качества закрепления узла, от применяемых материалов, от состояния деталей, на которые установлен объект. Ряд дефектов ТПА при этом вообще не выявляется, построение многофакторной диагностической модели с учетом взаимодействия факторов становится практически невыполнимым. При вибродиагностировании форсунок наличие большинства распространенных дефектов (зависание иглы, закоксовывание сопел распылителя, срезание головки распылителя) характеризуется снижением уровня вибрации форсунки по которому невозможно точно указать вид дефекта. Эффективность диагностирования ограничивается погрешностью. По данным Мухина В.В. погрешность ошибки диагностирования ТА составляет 16%.

Магнитоэлектрический метод диагностирования по параметрам перемещений подвижных деталей основан на регистрации изменяющегося маг-

нитного потока в предварительно намагниченных деталях диагностического механизма. Индицируемая ЭДС в магниточувствительном элементе датчика пропорциональна скорости движения намагниченной детали.

При диагностировании этим методом могут возникнуть сложности в связи с нестабильностью с течением времени магнитных свойств диагностируемого элемента. Определение параметров движения элементов форсунки (иглы, штанги), по которым можно более точно определить характеристики топливоподачи, вызывает серьезные затруднения. В этой связи можно предположить, что при данном методе можно извлечь ограниченную информацию о состоянии ТПА.

Спектрографические методы («металл в среде») весьма удобны, имеют хорошо разработанное математическое обеспечение и апробированы, например при диагностировании и прогнозировании остаточного ресурса поршневой группы дизеля. Фирмами «Spectro Incorp» и «Caldwell Development» (США) разработаны для таких целей «датчики-феррографы», регистрирующие частицы размером менее 150 микрон. Но для задач с ТПА вряд ли найдут применение из-за отсутствия накопления металла в жидкости, малости износов, универсальности материалов для различных деталей и совершенно недостаточной информативности.

Тепловые методы диагностирования основаны на определении температуры отработавших газов, анализе температуры определенных деталей, например выпускного коллектора. Канарчук В.Е. предлагает оценивать состояние ТПА с помощью ИК-пирометра (радиометра), направленного на выпускной коллектор дизеля. Проведя эксперимент по заданной режимной программе работы дизеля, как утверждают авторы, можно выявить нарушения в регулировке осредненных по цилиндрам цикловой подачи, давления начала впрыскивания и угла опережения подачи. Схожий метод - измерения нестационарного давления отработавших газов - уже является контактным, но использует более освоенные измерения и идентифицирует работу цилиндров.

Еще более популярны методы контроля ТПА через параметры рабочего процесса дизеля. Это легко объяснимо: влияние первых на вторые значительно, в процессе регулировки ТПА при производстве и в эксплуатации параметры рабочего процесса являются единственными критериями, а сами они на крупных дизелях, особенно главных судовых, постоянно диагностируются. Поэтому эти методы разрабатываются в первую очередь для имеющих большой ресурс тихоходных судовых дизелей и практически не применяются в быстроходных автотракторных дизелях в связи высокой стоимостью и ограниченным сроком работы преобразователей и датчиков.

Кинематический метод диагностирования характеризуется изменением положения, движения деталей и их сопряжений с геометрической точки зрения. Этот метод включает в себя непосредственное измерение размеров, износов деталей, зазоров их сопряжений (установочные размеры рычагов регулятора, ход рейки и т.п.), применяется при проверке отдельных узлов и деталей ТА и, как правило, производится при неработающей ТА или разобранных узлах.

При **газоаналитическом** методе по содержанию в ОГ O_2 и CO_2 оценивается качество процессов смесеобразования и сгорания и на этой основе предлагается определять техническое состояние ТА.

С введением нормативов на выбросы вредных веществ с отработавшими газами дизелей охват этим методом диагностирования существенно расширяется. Вместе с тем по результатам диагностирования сложно судить о конкретном дефекте в ТПС и количественных характеристиках параметров технического состояния ТА.

К числу наиболее популярных методов изучения и диагностирования работы ТПА относятся **гидравлические** методы и в первую очередь метод измерения давления в нагнетательном трубопроводе (у насоса или у форсунки). Его главное и несомненное достоинство - измерение параметра, непосредственно связанного с интенсивностью и особенностями впрыскивания. С использованием дополнительной информации и расчетных методов этот сигнал позволяет точно рассчитывать важнейшие показатели подачи для данной системы.

Метод сравнения диагностической функции (кривой давления) с эталонной кривой или функциональным полем, образованным нормированным допуском на протекание данной зависимости мог бы быть использован для получения альтернативного диагноза «исправен-неисправен». Первые же попытки использования такого подхода для получения диагноза с указанием характера неисправности убедили в его малой перспективности. Профессиональный анализ особенностей протекания процессов в ТПА позволяет выделить характерные параметры этих процессов, позволяющие по их отклонениям проводить распознавание неисправностей.

Вместе с рассмотренными методами продолжают применяться и совершенствоваться старые методы частичного диагностирования ТПА: подключение к форсунке через тройник тарированной испытательной форсунки (максиметра), непрерывная запись подъема иглы, измерение производительности и фазы подачи топлива, измерение запаса по производительности, визуальная оценка качества распыливания топлива форсункой и т.д.

Наиболее широкие перспективы для диагностирования топливной аппаратуры автотракторных и комбайновых дизелей как в полевых, так и в условиях СТО имеет метод, основанный на анализе характеристик топливоподачи при одновременном использовании инструмента математического моделирования.

Основные положения такого метода были реализованы Греховым Л.В. для ТА дизелей В-46 и В-84 [7]. Дальнейшее ее совершенствование нами было основано на применении информационно-измерительного диагностического комплекса (ИИДК) и программного комплекса ПК «Впрыск» (МГТУ им.Н.Э.Баумана).

Работоспособность каждого элемента и ее составляющих определяется совокупностью регламентированных показателей их технического состояния или структурными параметрами. Анализ выявил 18 основных показателей качества работы и структурных параметров ТПС (табл. 11). Их допусковые отклонения определяются анализом конкретной топливной системы и с учетом допусков технологической неустойчивости производства (в третьей колонке табл. 9 приведены допуски для ТА дизеля Д-243).

Для использования приняты датчики давления топлива в линии высокого давления (ЛВД) у штуцеров насоса (первый) и форсунки (второй), третий в линии низкого давления (ЛНД) на выходе из фильтра тонкой очистки, отметчик положения ВМТ (стробоскоп).

Таблица 11. Показатели качества работы и структурные параметры топливной аппаратуры дизеля Д-243

Шифр	Наименование	Допуск
	Конструтивно-регулировочные параметры ТПС	
С1	Цикловая подача на номинальном режиме	68,4…76,5мм^3/ц
С2	Цикловая подача на режиме холостого хода	14,6…30,4мм^3/ц
С3	Установочный угол опережения впрыскивания	±1град
С4	Давление в линии низкого давления	0,07…0,12МПа
С5	Течь из штуцеров, трещины трубопровода	недопустимы
	Насосная секция ТНВД	
С6	Неплотность плунжерной пары (радиальный зазор)	0,6…6 мкм
С7	Поломка пружины, заедание плунжера	недопустимы
С8	Угол опережения впрыскивания	±1град
	Нагнетательный клапан	
С9	Неплотность по разгрузочному пояску (μf зазора)	0,1…0,2мм^2
С10	Негерметичность клапана по конусу	недопустима
С11	Заедание клапана, поломка пружины	недопустимы
	Форсунка	
С12	Давление начала впрыскивания	16,9…18,3МПа
С13	Негерметичность по запирающему конусу	недопустима
С14	Закоксовывание сопел распылителя (μf всех групп)	0,222…0,262мм^2
С15	Износ сопел распылителя (μf всех групп)	0,233...0,273 мм^2
С16	Ход иглы распылителя	0,2…0,45 мм
С17	Зависание иглы (поломка пружины)	недопустимо
С18	Заедание иглы (после впрыска закрывается)	недопустимо

В качестве диагностических параметров определены характерные параметры кривых давлений от датчиков в ЛВД у штуцеров насоса и форсунки, от датчика давления в головке насоса, а также расчетные параметры, полученные путем обработки этих кривых.

Поля допусков диагностических параметров определяются математическим моделированием в рамках однофакторных экспериментов при изменении в допускаемых диапазонах структурных параметров и параметров технологической неустойчивости. За границы интервалов допусковых отклонений диагностических параметров принимаются наибольшие отклонения из всех проанализированных диагностических параметров.

Если отклонение диагностического параметра K_J не выходит за пределы допусковых отклонений [K_J^{min}…K_J^{max}], то данный диагностический параметр на данном режиме по отношению к данному структурному параметру не информативен. Если отклонение выше допустимого, причем так, что увеличение значения структурного параметра K приводит к увеличению диагностического C, то в таблице неисправностей (табл.12) записывается “↑”, если зависимость обратная, то “↓”.

Уникальный код (совокупность отклонений диагностических параметров на диагностических режимах), соответствующий наличию той или иной неисправности позволяет однозначно идентифицировать ее наличие. Используемый в практической работе алгоритм распознавания представляет собой сравнение полученных кодов (признаков K_J типа “-”, “↑”, “↓”) с имеющимися в трех таблицах неисправностей. Результатом его использования является диагноз (состояние системы) D_i .

Таблица 12. Таблица неисправностей ТПА

Шифр диагностического параметра	Допуск на диагностический параметр	Шифр структурного параметра (неисправности)				
		C_1	C_2	C_3	…	C_i
K_1	$[K_1^{min}…K_1^{max}]$			↑		↓
K_2	$[K_2^{min}…K_2^{max}]$	↑				
K_3	$[K_3^{min}…K_3^{max}]$		↑	↓		
…	…					
K_J	$[K_J^{min}…K_J^{max}]$		↓			↑

Расчетный раздел комплексной методики диагностирования ТА по допусковым отклонениям реализован на примере ТА дизеля Д-243 с ТНВД 4УТНМ с помощью программного комплекса «Впрыск».

Определение полей допусков 26 диагностических параметров (вторая колонка табл. 12) велось математическим моделированием в рамках однофакторных экспериментов при изменении в допускаемых диапазонах 18 показателей качества работы ТА (см. табл. 10). При этом за границы интервалов допусковых отклонений диагностического параметра приняты наибольшие отклонения из 18 расчетных данных. Таким образом исследовалось поведение системы на номинальном ($n_н$ = 1100мин$^{-1}$, $g_ц$ = 75мм^3/цикл) и пусковом ($n_н$ = 150мин$^{-1}$, $g_ц$ = 150мм^3/цикл) режимах, а также режиме холостого хода ($n_н$ = 600мин$^{-1}$, $g_ц$ = 22мм^3/цикл).

Следующим этапом работы явилась поэлементная диагностика образцов ТА при изменении 18 показателей качества работы. В качестве примера на рис. 79…82 показаны расчетные зависимости от ряда диагностических параметров от хода иглы распылителя, а на рис. 83 – цикловой подачи.

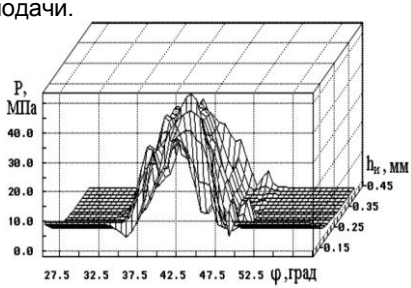


Рис. 79 Давление топлива втором датчике при изменении хода иглы

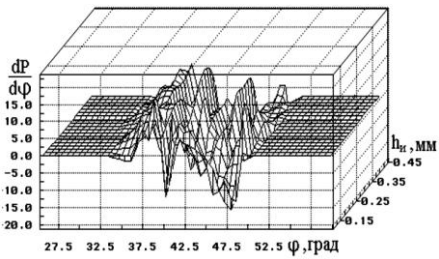


Рис.80 Производные от давления топлива во втором датчике при изменении хода иглы

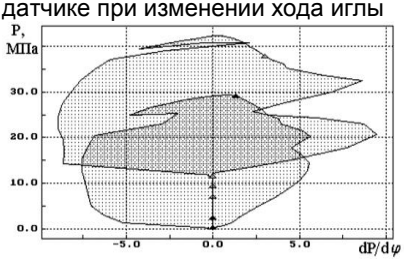


Рис. 81 Фазовый портрет в первом датчике у штатной ТПС и с подъе-

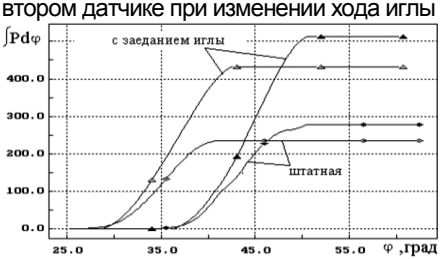


Рис.82 Интегралы давлений в первом и во втором датчиках в штатной ТПС и

мом иглы до 0.08мм. с подъемом иглы до 0,08мм

При последующем анализе информативности с использованием выражения (1) из 26 диагностических параметров в качестве основных оценочных показателей были приняты 14: $\varphi_{н1}$, $\varphi_{ф1}$, $\varphi_{ф5}$ – соответственно углы в момент начала повышения давления в 1 и 2 датчиках, во 2 датчике после окончания впрыска; $P_{н1}$ – давление в 1 датчике при $\varphi_{н1}$; $P_{ф4}$ – давление во 2 датчике при первом минимуме $dP_ф/d\varphi$; $P_{пср}$ – среднее давление в ЛНД; $tgP_н$ - тангенс угла наклона кривой давления по первому датчику ($tgP_н = (P_{н2} - P_{н1})/(\varphi_{н2} - \varphi_{н1})$); $P_ф$ ($P'_{ф1}$) – давление топлива во 2 датчике при первом максимуме $dP_ф/d\varphi$; IntP1 и IntP2 – интегралы давлений в 1 и 2 датчиках; S1 и A – площадь и вертикальная координата фазового портрета (зависимости давления в функции производной от угла) в 1 датчике; S2 – полная площадь фазового портрета во 2 датчике; S3 – площадь верхней перекрытой области фазового портрета во 2 датчике.

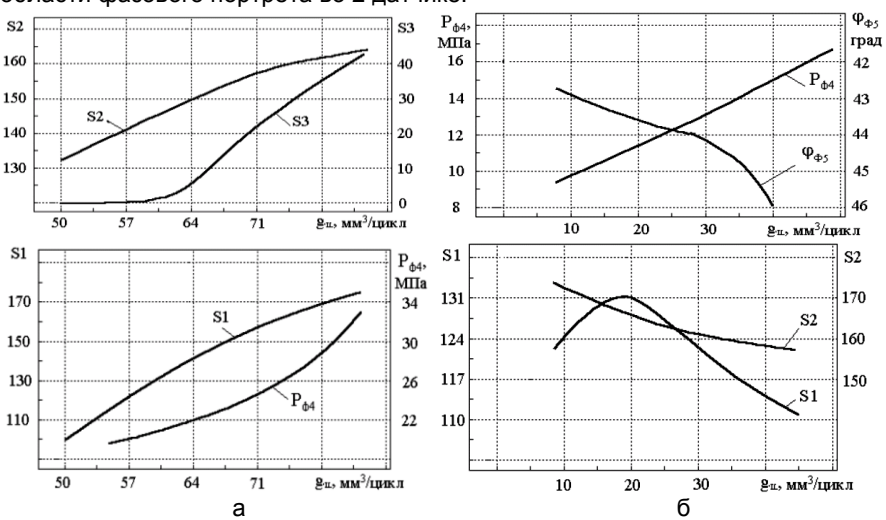


Рис. 83 Расчетные зависимости диагностических параметров от цикловой подачи на номинальном режиме (а) и режиме холостого хода (б)

Результаты численных однофакторных исследований после определения значений диагностических параметров на трех диагностических режимах и сравнения их с соответствующими значениями допускаемых отклонений, записаны в таблицы неисправностей (табл. 13, 14, 15).

Цикл экспериментальных исследований по диагностированию топливной системы дизеля Д-243 был проведен с целью проверки и уточнения данных таблиц неисправностей, полученных моделированием (табл.13,14,15).

Экспериментально подтверждена эффективность применения диагностической модели. На рис. 84, 85 приведены зависимости диагностических параметров от гидроплотности плунжерной пары и давления начала впрыскивания. По результатам исследований на различных режимах работы были откорректированы допуски диагностических параметров, определены диагностические режимы проявления характерных неисправностей.

Таблица 13. Изменение диагностических параметров на номинальном режиме ТПС дизеля Д-243 (давления - МПа, углы - град, площадь и координаты центра тяжести – в условных единицах)

Диагностический параметр	Допуск на диагност. параметр	Шифр неисправностей											
		C1	C4	C5	C7	C9	C11	C12	C14	C15	C16	C17	C18
$\varphi_{н1}$	25,3…28,3				↑		↓						↓
$P_{н1}$	1,3…6,5					↑	↓	↓	↑	↓	↓		
$P_{пср}$	0,09…0,12		↑										
$\varphi_{ф1}$	33,4…36,1				↓		↓	↑					
$P_{ф4}$	25,1…31,0	↑											
$\varphi_{ф5}$	43,2…47,9	↑			↓						↓		
$P_{ф}$ ($P'_{ф1}$)	16,7…18,5							↑					
S1	148…172	↑		↓	↓	↑			↑	↓		↓	↑
A	14,2…18,1						↓			↓	↑		↑
S2	141…167	↑		↓		↑			↑	↓	↓	↓	↑
S3	8…32	↑											
IntP1	221…265			↓	↓		↓		↑	↓		↓	↑
IntP2	253…327			↓	↓			↑	↑	↓		↓	↑

Таблица 14. Изменение диагностических параметров ТА на режиме холостого хода (давления - МПа, углы - град, площадь и координаты центра тяжести – в условных единицах)

Диагностический параметр	Допуск на диагност. параметр	Шифр неисправностей								
		C2	C3	C4	C5	C8	C13	C14	C15	C17
$\varphi_{н1}$	24,3…26,1		↑			↑				
$P_{н1}$	0,45…5,32				↓		↓	↑	↓	↓
$P_{пср}$	0,07…0,12			↑						
$P_{ф4}$	10,4…14.6	↑								↓
$\varphi_{ф5}$	43,8…45,1	↑			↑					
S1	121…133	↑			↓		↓	↑	↓	↓
S2	131…167	↑								↓
IntP2	163…204						↓	↑	↓	↓

Таблица 15. Изменение диагностических параметров ТА на пусковом режиме (давления - МПа, углы - град, площадь и координаты центра тяжести – в условных единицах)

Диагностический параметр	Допуск на диагност. параметр	Шифр неисправностей						
		C5	C6	C9	C10	C12	C13	C17
$P_{н1}$	6,23…11,56	↓		↑	↓	↓	↓	↓
$\varphi_{ф1}$	33,8…35,6						↓	
$\varphi_{ф5}$	42,4…47,1	↓						
$tgP_{н}$	Не менее 0,931	↓	↓					

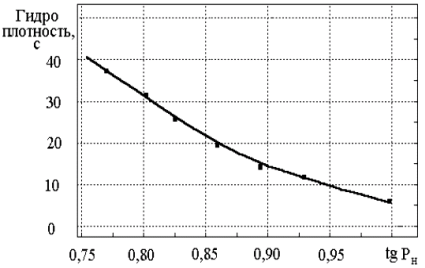


Рис.84. Зависимость гидроплотности плунжерной пары от диагностического параметра t_g $P_н$.

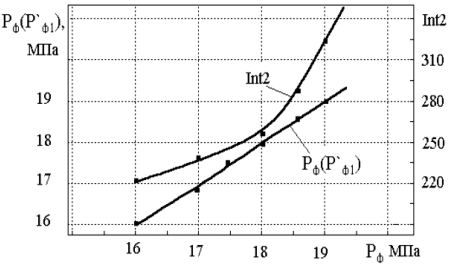


Рис.85. Зависимость давления начала впрыскивания от диагностического параметра $P_ф$ ($P'_{ф1}$)

Полный цикл диагностики предполагает проведение измерений на трех режимах работы ТПА. Все они реализуемы в безмоторных и моторных условиях. Как показали проведенные экспериментальные исследования, использование полного объема экспериментов для диагностики некоторых дефектов может быть избыточной, поэтому в процессе обработки экспериментальных данных после получения гарантированного заключения о состоянии объекта анализ может быть досрочно прекращен.

Таким образом, разработанная комплексная методика диагностирования ТА позволяет использованием 14 оценочных параметров, полученных из зависимостей давления топлива от угла поворота кулачкового вала в ЛНД и ЛВД, гарантированно распознавать 18 основных неисправностей ТА.

Разработанная методика отличается от известных возможностью автоматизации постановки диагноза, при которой процесс диагностирования ТА может осуществляться непрерывно по заданной оптимальной программе в определенной закономерной последовательности.

6.2. Техническое обслуживание и регулировка

В соответствии с ГОСТ 20793-86 предусмотрены следующие виды обслуживания:

- при эксплуатационной обкатке и ее окончании, ежесменное техническое обслуживание (ЕТО);
- первое (ТО-1), второе (ТО-2) и третье (ТО-3) техническое обслуживание;
- сезонное обслуживание при переходе к весенне-летнему и осенне-зимнему периодам эксплуатации (ТО-ВЛ и ТО-ОЗ);
- техническое обслуживание перед началом сезона и в особых условиях.

Для тракторов периодичность должна составлять 60 моточасов наработки, ТО-2 – 240, ТО-3 – 960, периодичность ТО-1 комбайнов и сложных самоходных машин должна составлять 60 моточасов наработки, ТО-2 – 240. ЕТО следует проводить через каждые 10 моточасов или каждую смену работы трактора или машины. Для вновь разрабатываемых машин ТО-1 должно проводиться через 125 моточасов наработки, ТО-2 – через 500, ТО-3 – через 1000.

Допускаемое отклонение (опережение или запаздывание) фактической периодичности технического обслуживания - до 5 % установленной.

Сезонное ТО-ВЛ проводится при установившейся температуре окружающего воздуха выше 5°С, а ТО-ОЗ – ниже 5°С.

При ЕТО топливной системы проверяют осмотром отсутствие течи топлива. ТО при проведении эксплуатационной обкатки, ТО-1 и ТО-2 включает дополнительно к осмотру течи топлива операцию слива отстоя из фильтров грубой очистки топлива.

При проведении ТО-3 дополнительно к операциям ТО-2 проверяют и при необходимости регулируют форсунки, угол начала нагнетания топлива, топливный насос. При техническом обслуживании форсунок определяют качество распыливания и давление начала впрыскивания. Качество распыливания оценивают по комплексу косвенных показателей: мелкости частиц распыленного топлива, плотности распределения частиц топлива по поперечному сечению факела; гидравлической плотности по направляющей поверхности иглы; герметичности по запирающему конусу и звучности впрыскивания. Очищают и промывают фильтр-отстойник бака пускового двигателя, прочищают отверстия в пробках топливных баков. Проверяют работоспособность встроенного всережимного регулятора (по неравномерности, минимальной и максимальной частотам вращения коленчатого вала), давление, развиваемое топливоподкачивающим насосом, давление перед фильтрами тонкой очистки топлива. Заменяют фильтрующие элементы фильтра тонкой очистки топлива.

Общие технические требования и правила диагностирования регламентируются ГОСТ 24925-81 и ГОСТ 20793-86. Контролепригодность и ее влияние на эффективность диагностирования оценивается: удельной суммарной оперативной трудоемкостью диагностирования; коэффициентом доступности; коэффициентом обеспеченности машины типовыми устройствами сопряжения; коэффициентом полноты проверки.

На тракторах может быть установлен сигнализатор предельного давления топлива после фильтра тонкой очистки. Концентрация и компоновка системы топливоподачи низкого давления должны обеспечивать возможность и удобство подсоединения топливомера без разборки системы топливоподачи.

В соответствии с ГОСТ 20793-86 диагностирование осуществляется в период проведения каждого ТО-3.

Одним из направлений приспособленности двигателя к ТО является совершенствование режимов ТО. Оно идет за счет обоснования оптимальных допускаемых отклонений параметров технического состояния и периодичности обслуживания составных частей двигателя, совершенствования методов и средств для определения технического состояния систем и агрегатов двигателя.

Несвоевременное проведение ТО наносит значительный вред двигателям в эксплуатации . Как показала практика, в напряженные периоды сельскохозяйственных работ ТО тракторных двигателей проводится не в полном объеме или совсем не проводится. Поэтому одной из задач моторостроителей является обеспечение работы двигателей в напряженные периоды эксплуатации без проведения ТО. Этого можно достичь увеличением периодичности проведения видов ТО тракторов сельскохозяйственного назначения, которые введены уже для большинства отечественных дизелей и, как следствие для, их топливной аппаратуры (ТО-1 до 125, ТО-2 до 500 и ТО-3 до 1000 моточасов).

Одним из главных направлений снижения эксплуатационных расходов на обслуживание и ремонт является совершенствование процессов технического обслуживания с внедрением диагностики (обслуживание по техническому состоянию).

Основная часть трудоемкости технического обслуживания системы топливоподачи относится к операции проверки и, при необходимости, регулировки топливного насоса, форсунок, угла опережения впрыскивания топлива (12,2…21,3% от трудоемкости технического обслуживания двигателя). Периодичность этой операции двигателей, за исключением Д-144, равна 1000 моточасам; регулировка ТНВД и форсунок производится на стенде, чем объясняется большая трудоемкость этой операции.

Трудоемкость ТО системы топливоподачи отечественных двигателей пока существенно превышает трудоемкость зарубежных дизелей. За цикл эксплуатации не предусматривается регулировка ТНВД тракторов John Deere 3650, Ford 401Д, Case 504 WDT, комбайнов Case 2366, 527, New-Holland и установка угла подачи топлива двигателей Ford и Cummins, а периодичность этой операции у двигателя John Deere равна 6000 моточасам. За период эксплуатации форсунок (а также ряда модификаций ТНВД) предусматривается только диагностирование через каждые 2000 моточасов наработки, по результатам которого может приниматься решение об обслуживании или ремонте.

Слив отстоя из первичного фильтра производится через 250 моточасов, замена ФТО - через 500 моточасов или при потере мощности двигателя. Корпус фильтра тонкой очистки топлива двигателей John Deere прозрачный. Слив отстоя из фильтра производится с помощью сливной пробки. Смена фильтра осуществляется легко, без инструмента, путем нажатия рукой на пружинную пластину. Конструкция фильтра тонкой очистки топлива на двигателях Ford аналогична фильтрам дизелей John Deere. Смена фильтрующих элементов производится легко, путем отвинчивания стяжного болта. В отдельных конструкциях эти операции осуществляются согласно показаниям индикатора, расположенного в кабине трактора. В тракторах и комбайнах выпуска последних лет применяются неразборные конструкции фильтров грубой и тонкой очистки. Замена фильтра производится без применения инструмента, путем отворачивания от руки корпуса фильтра.

Реализация конструкторских решений узлов и агрегатов системы топливоподачи, аналогичных решениям у зарубежных дизелей, по данным В.И. Фаворова обеспечила бы снижение трудоемкости технического обслуживания двигателей Д-240Л на 14,4%, СМД-14НГ – 6,4%, А-41 – 9,9%, А-01М – 17,0% и СМД-62 –16,1%.

Перечень операций по видам технического обслуживания конкретных марок топливной аппаратуры разрабатывается с учетом конструктивных особенностей и условий эксплуатации. Например, ТО насоса 4УТНМ согласно инструкции по эксплуатации следует производить через каждые 2000 часов работы. По достижении этого срока топливный насос снимают с двигателя, промывают чистым дизельным топливом и устанавливают на регулировочный стенд. Наливают в полости насоса и регулятора 150^{+50} мл тщательно отфильтрованного масла, проверяют регулировочные параметры и при необходимости производят подрегулировку. Допускается проверка и подрегулировка топливного насоса на безмоторном стенде перед определением мощности и удельного расхода топлива при проведении ТО-3 дизеля.

Основные пути совершенствования процесса регулировки топливной аппаратуры связаны с поиском менее трудоемких и более точных методов регулирования, с модернизацией оборудования с целью снижения затрат времени для получения информации о параметрах ТА, с совершенствованием конструкций ТНВД и технологии его изготовления в отношении улучшения приспособленности к процессу регулировки [22].

Регулировка ТНВД представляет собой набор операций, требующих высокой квалификации слесаря, специализированного дорогостоящего оборудования, наличия технической информации и большой номенклатуры запасных частей.

При контрольно-регулировочных испытаниях на безмоторном стенде измеряются параметры дизельной топливной аппаратуры на определенных скоростных режимах, предусмотренных техническими условиями для соответствующих дизелей.

Необходимость регулировки ТНВД принимают в соответствии с результатами проверки при регламентированном техническом обслуживании, капитальном ремонте или в случае отказа насоса в работе.

Перед началом регулировки масляную полость насоса и регулятора промыть чистым дизельным топливом и заполняют свежим маслом, применяемым для двигателя, до уровня сливного отверстия. На время испытаний штуцер слива масла глушат. При установке ТНВД на стенд особое внимание уделяют надежной его фиксации на подставке и соосности кулачкового вала с валом привода стенда.

Испытания насосов должны проводиться на профильтрованном дизельном топливе марки Л по ГОСТ 305-82 или калиброванной (технологической) жидкости, имеющей вязкость 5-6 мм^2/с (сСт) при температуре (20±5)°С, состоящей из смеси топлива с индустриальным маслом по ГОСТ 20799-88, авиационным маслом по ГОСТ 21743-76 или осветительным керосином по ТУ 38.401-58-10-90. Допускается применение смеси рабочих жидкостей, имеющей вязкость 5-6 мм^2/с (сСт) при температуре (20±5)°С и состоящих из 40% РЖ-3 ТУ 38.101.964 и 60% РЖ-8 ТУ 38.101.883.

После капитального ремонта топливные насосы необходимо обкатать по следующему режиму: без форсунок при полной подаче топлива и номинальной частоте вращения в течение 15 мин, с форсунками, отрегулированными на рабочее давление при номинальной частоте вращения в течение 30 мин и полной подаче топлива. После обкатки заменяют масло в корпусах насоса и регулятора.

При поверке рядных топливных насосов сначала выполняют предварительные операции (контролируют отсутствие заеданий при вращении кулачкового вала, плавность перемещения рейки, герметичность топливных магистралей головки насоса). Далее проверяют:

- геометрического угла начала подачи топлива;
- герметичность и величину давления открытия нагнетательных клапанов;
- давление в головке насоса;
- геометрические углы начала подачи топлива секциями насоса;
- предварительную установку деталей регулятора (ход штока и усилие пружины корректора и антикорректора, ход рейки и т.д.);
- начало действия регулятора;
- номинальную подачу топлива и межсекционную неравномерность;

- величину и неравномерность топливоподачи при минимальной частоте вращения холостого хода;
- полное выключение подачи топлива;
- подачу топлива на режимах работы корректора, антикорректора и пневмокорректора;
- пусковую подачу.

Затем выполняют заключительные регулировочные операции (установка винтов упора рычагов, слив масла из корпуса насоса, пломбирование).

Последовательность проверки распределительных ТНВД существенно отличается и зависит от их конструкции. Для рассматриваемых в данном пособии насосов типа НД она начинается с выполнения первичных подготовительных операций. Далее выполняют контроль:
- давления топлива в головке насоса;
- пусковой подачи;
- настройки начала действия регулятора;
- частоты вращения полного выключения подачи топлива (для насосов НД-22/6), максимальной частоты вращения (для насосов НД-21);
- номинальной подачи топлива и межсекционной неравномерности топливоподачи;
- подачи топлива на режимах работы корректора и пневмокорректора;
- заключительные операции.

При проведении испытаний не допускаются местные нагревы до температуры выше 80^0С, ненормальные шумы, заедания или единичные прихваты дозатора и плунжера при любых угловых положениях, защемление рейки насоса.

6.3. Стенды и приборы для диагностирования и регулировки

При **диагностировании** ТА дизелей используют различные контрольно-диагностические устройства и системы. Диагностические средства первого поколения основаны на применении механических, гидравлических и электрических средств измерения. Диагностические средства второго поколения представляют собой комплекты измерительных преобразователей и универсальных измерительных устройств. В настоящее время внедряются автоматизированные диагностические системы третьего поколения на основе широкого применения микропроцессорных средств и систем с прогнозирующими функциями. Ведутся разработки по адаптивным диагностическим системам следующего поколения, являющимся неотъемлемой частью системы управления двигателем.

Большая номенклатура устройств диагностирования элементов ТА входит в комплекты диагностических устройств автомобилей, тракторов и комбайнов. Как правило, работоспособность ТА определяется при диагностировании многих систем дизеля одной диагностической установкой. В этой связи практически не существует отдельных диагностических устройств второго и третьего поколений для ТА.

Ранее было разработано множество устройств для оценки технического состояния системы питания дизельного двигателя. Большинство из них принадлежит к диагностическим средствам первого поколения.

К примеру, устройство КИ-13943 предназначено для проверки работоспособности топливоподкачивающего насоса, перепускного клапана ТНВД и фильтра тонкой очистки. Устройство подсоединяется к линии низкого давления, значения давления топлива контролируются по стрелочному манометру. Для аналогичных целей применяется приспособление КИ-4801. Оно собрано из манометра со шкалой до 0,4 МПа, корпуса с трехходовым краном и присоединительных устройств. Приспособление подключают к системе топливоподачи параллельно: один шланг к нагнетательной магистрали подкачивающего насоса перед фильтром тонкой очистки, второй — между фильтром тонкой очистки и топливным насосом. При номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя трехходовым краном сообщают полость манометра с указанными выше магистралями. Если давление, развиваемое поршневым подкачивающим насосом, не превышает 0,08 МПа, насос заменяют.

Основной недостаток методов диагностирования топливной аппаратуры с помощью механических средств — неизбежное вмешательство в нормальное функционирование системы питания, т.к. производимая частичная разборка может отрицательно сказываться на работоспособности топливной аппаратуры.

Рядом иностранных фирм разработаны приборы для определения углов опережения подачи и продолжительности впрыска, использование которых связано с минимальным вмешательством в работу топливной аппаратуры. Общий их принцип в том, что в трубопровод высокого давления монтируют датчик (поршневого типа, язычковый, пластинчатый) либо датчик устанавливают в ответвление трубопровода форсунки.

Некоторые неудобства всех методов определения угла начала впрыска заключаются в необходимости доступа к маховику или какому-нибудь шкиву двигателя, имеющему угловые метки, по которым стробоскопом и делают замеры. Перспективу устранения этого неудобства видят в наличии на двигателе импульса, соответствующего, например, ВМТ, при сопоставлении которого с контролируемым импульсом можно определить угол опережения впрыска топлива.

Многие диагностические системы, как например мотор-тестер КИ.П-12, позволяют определить момент начала и продолжительность впрыскивания и некоторые другие параметры по анализу характеристики топливоподачи, которую получают посредством датчика, монтируемого в линию высокого давления, а также применения стробоскопа.

Есть опыт создания диагностических комплексов, в том числе и портативных, на базе измерений давления в трубопроводе, фиксирования информации в памяти ЭВМ, сравнении измеренных характеристик с эталонной и получения диагноза по пяти-шести важнейшим неисправностям ТПА. Такой подход обеспечивает наибольшую достоверность диагностики, быстроту анализа, возможность дальнейшего совершенствования.

В большинстве разработанных приборов диагноз базируется на сравнении измеренной диаграммы давления с эталонной. Некоторые диагностические комплексы и дизель-тестеры даже снабжаются эталонными кривыми, по которым механик может сделать более или менее обоснованный вывод о имеющейся неисправности ТПА.

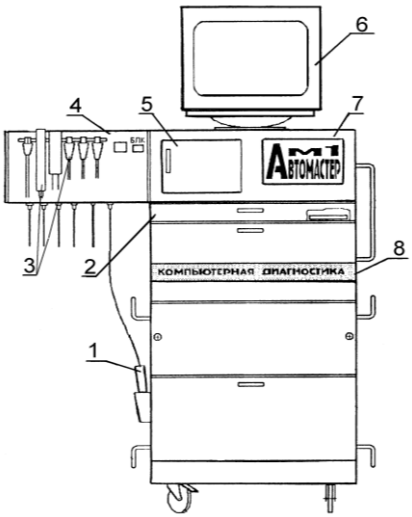


Рис.86 Диагностическая система «Автомастер АМ1»: 1– стробоскоп; 2- выдвижная полка клавиатуры; 3- комплект присоединительных датчиков и зажимов; 4- консоль; 5- задвижка доступа к дисководу; 6- монитор; 7- шкаф системного блока компьютера; 8- стойка.

Рис.87 Мотор-тестер фирмы Bosch FSA 560.

Наиболее современной из отечественных разработок в этой области является компьютерная диагностическая система «Автомастер АМ1» (рис.86).

Для диагностирования ТА комплекс оборудован газоанализатором (дымомером), стробоскопом, накидным пьезопленочным датчиком фирмы AVL. Характеристика давления топлива в линии нагнетания, получаемая при диагностировании и выведенная на экран монитора, может сравниваться с эталонными кривыми. Вместе с тем этот комплекс, как и все рассмотренные выше, позволяет производить оценку только одной линии нагнетания за один цикл измерений, не обеспечивает выдачу конкретных данных по ресурсу и вероятному дефекту. В связи с конструктивными особенностями диагностируемых ТПС (особенно зарубежных) иногда не удается подсоединиться к требуемой точке диагностирования.

Из зарубежных разработок можно отметить диагностический прибор фирмы Bosch мотор-тестер FSA560 (рис.87).

Стационарный компьютерный стенд анализа систем автомобилей имеет цветной монитор, встроенный сканер кодов ошибок электронного блока управления, базу данных по автомобилям для сравнения показаний с заводскими параметрами, программу пошаговой диагностики двигателей с указанием порядка действий.

Встроенная информационная система на DVD-ROM содержит схемы, информацию об установке, диагностике узлов и систем для 158 автомобильных систем и более 15 000 вариаций типов автомобилей. В процессе работы предусмотрено тестирование двигателя, включая анализ отработавших газов, сравнение измеренных значений с заводскими параметрами, считывание кодов ошибок и диагностика электронных систем по симптомам ошибок.FSA 560 позволяет диагностировать:

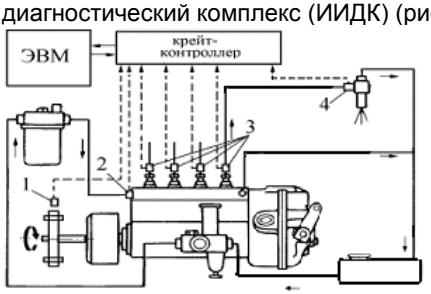
- бензиновые и дизельные двигатели до 12 цилиндров;
- контактную и бесконтактную системы зажигания, а так же системы зажигания с электронным управлением и с одно- и двухискровыми катушками зажигания;
- карбюратор, механические и электронные системы впрыска, лямбда-регулировка систем питания;
- электронную систему управления автоматической коробкой передач;
- электронную систему дизельного впрыска;
- электронные системы безопасности (ABS/ASR).

Как и «Автомастер АМ-1» FSA 560 может быть оборудован дополнительным накидным пьезопленочным датчиком для диагностирования топливоподающих систем дизелей, но в отличие от первого не содержит эталонных кривых для сравнения.

Измерение параметров ТА при неустановившихся режимах считается перспективным направлением оценки технического состояния ТНВД. Решение указанной задачи может быть сильно облегчено при применении электронных средств и ЭВМ в процессах измерения и обработки информации при определении точек внешней скоростной и регуляторной ветвей характеристики ТНВД и измерении мгновенных значений параметров топливоподачи и числа оборотов вала насоса .

Электронные автоматизированные системы создают условия для решения проблемы диагностирования на принципиально новой индустриальной основе, то есть выполнении почти всех операций технического диагностирования блоками электронной установки с выдачей конечного результата о состоянии объекта в виде «годен», «не годен», «норма», «мень-ше нормы», «больше нормы», категории качества и т. п. При этом процесс диагностирования ТА может осуществляться непрерывно по заданной оптимальной программе в определенной закономерной последовательности.

Специализированные приборы для диагностирования ТА серийно не выпускаются, а выполняются ограниченным количеством преимущественно для доводочных испытаний ТА и научных исследований. Так для диагностирования ТА как в стендовых условиях, так и непосредственно на дизеле в Башкирском ГАУ разработан переносной информационно-измерительный диагностический комплекс (ИИДК) (рис.88).



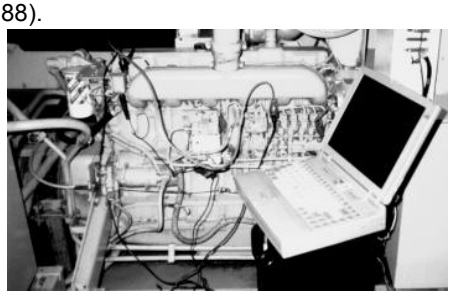


Рис.88 Определение параметров топливоподачи на двигателе с помощью ИИДК: 1 – датчик ВМТ дизеля; 2 – датчик давления топлива в линии низкого давления; 3 – датчики давления топлива у штуцера форсунки; 4 – датчик давления у штуцера форсунки.

В состав комплекса входят компьютер, крейт-контроллер, датчик давления топлива в линии низкого давления (ЛНД), устанавливаемые на каждой линии нагнетания датчики давления топлива у штуцеров насоса и форсунки и датчика ВМТ. В качестве датчиков на линии высокого давления используются тензопреобразователи серии МД. В качестве отметчика ВМТ может использоваться стробоскоп. Процесс измерения и обработки данных от датчиков производится по специально разработанной программе в зависимости от условий диагностирования.

Ряд исследователей для исключения монтажных работ на элементах ЛВД при диагностировании ТА рекомендуют использовать легкосъемные датчики давления фирм AVL и Kistler, закрепляемые на нагнетательном трубопроводе. В этой связи с целью оценки качества съема сигнала проводились сравнительные исследования датчиков давлений: тензометрических типа МД-70 (монтируемых в ЛВД) и пьезопленочных AVL (накидываемых на трубопровод ЛВД). На рис. 89 приведены осциллограммы, определенные при работе ТА непосредственно на дизеле Д-243.

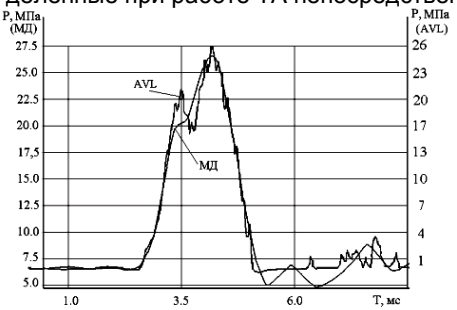


Рис.89 Осциллограммы давлений топлива у штуцера форсунки, определенные с помощью датчиков МД и AVL

Рис. 90 Преобразователи давления топлива МД (монтируемый в ЛВД) и AVL (накидываемый на трубопровод)

Как видно из рис.89 на осциллограмме датчика AVL присутствует определенный уровень шумов, причем амплитуда которых изменяется даже при придерживании нагнетательного трубопровода рукой. Следует отметить, что этот датчик не фиксирует также остаточное давление и соответственно его изменение. Таким образом, было выяснено, что датчик AVL может дать только ориентировочные сведения о процессах в ЛВД и не может быть использован при проведении диагностических работ.

На рис. 91 а и б приведены осциллограммы давления топлива в первом датчике, полученные на безмоторном стенде при испытании ТНВД 4УТНМ со штатной форсункой на пусковом режиме (150мин$^{-1}$, цикловая подача 150мм^3/цикл).

По значению тангенса среднего угла наклона кривой давления топлива у штуцера насоса на участке от начала нагнетания до первого максимума $tgP_н$ = 0,748 было определено нормальное состояние плунжерных пар (рис. 91, а) и неисправное $tgP_н$ = 0,984 (рис.91, б). При контрольной опрессовке плунжерных пар было установлено, что гидроплотность первой пары составляет 46с, второй – 1с (норма не менее 15с, а соответствующее этому предельное значение $tgP_н$ = 0,931).

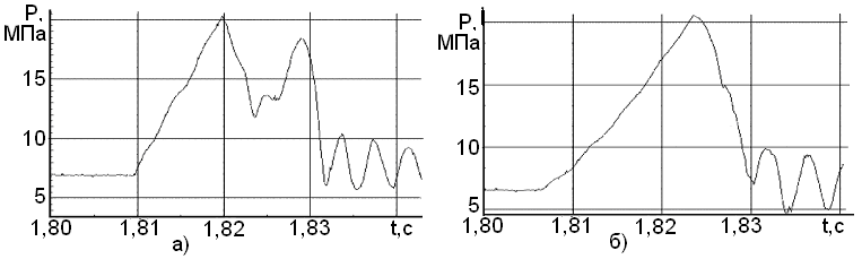


Рис. 91 Осциллограммы давления топлива у штуцера насоса с исправной (а) и неисправной (б) плунжерными парами.

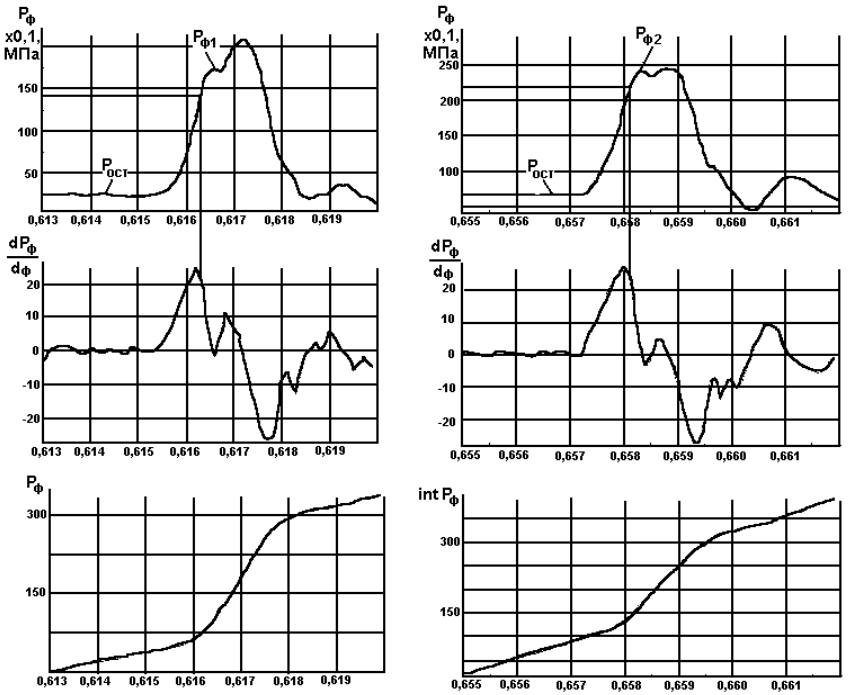
Современная элементная база ИИДК позволяет непосредственно в процессе испытаний использовать математический аппарат для оценкидопусковых отклонений диагностических параметров и оперировать с электронными базами данных.

Для извлечения наибольшей информации из сигналов датчиков ИИДК обладает возможностью обработки регистрируемой информации. Например, осциллограммы давлений топлива выводятся по данным семи осредненных циклов. Известно, что дифференцирование кривой делает ее особенности более выпуклыми. В разработанном комплексе программное обеспечение автоматически производит операции дифференцирования и интегрирования кривых давления топлива. Очевидно, что полученные результаты (конкретные значения в определенных точках) являются информативными по отношению к неисправностям, изменяющим продолжительность нагнетания или изменяющим амплитуды давления (например, зависание плунжера и иглы, засорение или износ сопел, разрегулировку секций по продолжительности нагнетания и т.п.)

В качестве примера на рис. 92 показаны некоторые из многочисленных экспериментальных осциллограмм, полученных на безмоторном стенде при испытании ТНВД 4УТНМ со штатной форсункой на номинальном режиме (1100мин$^{-1}$, цикловая подача 72мм^{3}/цикл). По графикам видно, что изменение давления начала впрыскивания $P_{ф0}$ приводит к изменению остаточного давления в ЛВД и максимального давления впрыскивания, положения точки перегиба после первого пикового значения производной от давления и изменению интеграла давления.

По величине давления топлива у штуцера форсунки $P_ф$, соответствующему положению перегиба после первого пикового значения (или производной $dP_ф/dt$), был сделан диагноз об отклонении величины давления начала впрыскивания: $P_{ф0}$=21,7 МПа (рис. 92, б). При контрольной опрессовке этой форсунки было зафиксировано $P_{ф0}$=22,0 МПа при норме $17{,}5^{+0{,}8}$ МПа. Дальнейшие исследования на различных режимах работы подтвердили такое соответствие. Следовательно, значение диагностических параметров, например $P_{ф2}$, $P_{ост}$, можно использовать для оценки $P_{ф0}$.

Было выявлено увеличение остаточного давления $P_{ост}$ с 2,4 до 7 МПа. А увеличение интеграла от давления (Int P) в данном случае не выходит за пределы диагностического параметра, некоторые диагностические параметры были определены как не информативные.



а б

Рис.92. Осциллограммы давления топлива у штуцера форсунки, производных и интегралов по времени для ТА с нормальным $P_{ф0}$=17,5 МПа (а) и с завышенным $P_{ф0}$=22,0 МПа (б).

При оценке неравномерности топливоподачи, углов опережения впрыскивания топлива соответствующие значения диагностических параметров определяются по каждой линии нагнетания.

Информационно-диагностический комплекс может применяться как при проведении стендовых (безмоторных и моторных), так и в полевых условиях. ИИДК позволяет производить качественную оценку процесса топливоподачи по каждой линии нагнетания по множеству диагностических параметров, на базе анализа которых возможным становится определение параметров технического состояния элементов ТА. Все это раскрывает широкие перспективы для разработки на качественно новом уровне методов диагностирования топливоподающих систем.

За рубежом ведется разработка и внедряются принципиально новые подходы к диагностированию двигателя и в том числе ТПС, при которых система диагностики объединена с общей системой управления двигателем.

Стенды для регулировки ТА предназначены для воспроизведения заданных условий испытания дизельной топливной аппаратуры: частоты вращения, протока топлива в головку насоса и др., изменения подачи топлива, давления и температура топлива, частоты вращения привода и создания необходимых условий для наладки рабочих органов топливного насоса.

На стендах испытывают основные типы топливных насосов высокого давления, а также их отдельные автономные составные части: топливоподкачивающие насосы, муфты опережения впрыскивания, пневмокорректоры и топливные фильтры.

В нашей стране стенды для испытания и регулировки топливной аппаратуры производят Красноуфимский ОЭЗ и ОАО «Мопаз» г. Малоярославль, за рубежом – фирмы Bosch (Германия), Hartridge (Англия), Maktest (Турция), Motorpal (Чехия), Star (Венгрия) и др.

Общий вид некоторых стендов представлен на рис.93.

Рис.93 Общий вид стендов для регулировки топливной аппаратуры: а), б) – Красноуфимского ОЭЗ; в), г) – ОАО «Мопаз»; д), е) – фирмы Hartridge (Англия); ж), з) – фирмы Maktest (Турция); и) - фирмы Bosch (Германия).

В состав стендов любых типов и моделей входят: устройство для установки объектов испытания; регулируемый привод частоты вращения выходного вала; приводная муфта для соединения выходного вала привода стенда и кулачкового вала топливного насоса; устройство для измерения подачи топлива (мерный блок); приборы для измерения частоты вращения, давления и температуры; устройство для проверки углов начала нагнетания; система обеспечения топливом объектов испытания (рис. 94).

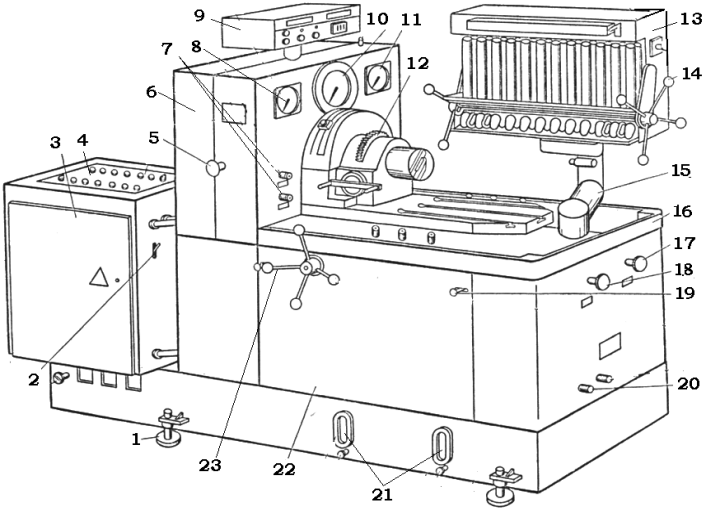


Рис. 94 Стенд КИ-155711-ГОСНИТИ для испытания и регулировки дизельной топливной аппаратуры.
1- опора виброизоляционная; 2- общий выключатель; 3- электро-шкаф; 4- пульт управления; 5- аварийный выключатель; 6- силовой блок; 7- штуцеры; 8,11- манометр низкого и высокого давления; 9- электронный блок; 10- термометр; 12- маховик управления стробоскопом; 13- мерный блок; 14- рукоятка поворота измерительных сосудов; 15- кронштейн поворотный; 16- плита стенда; 17,18- дроссели управления давлением подкачки и охлаждающей жидкости; 19- ручка крепления крышки; 20- штуцеры подвода охлаждающей жидкости; 21- пробки; 22- крышка топливного отсека; 23- маховик управления скоростным режимом.

Важнейшими системами стенда являются привод, система измерения подачи, комплексный прибор для измерения важнейших показателей.

В качестве привода стенда можно использовать различные приводы с необходимым диапазоном регулирования частоты вращения, в том числе механический, гидравлический, электрический или их комбинации.

В практике универсальных стендов для испытания и регулировки дизельной топливной аппаратуры используют три типа измерительных систем, отличающихся способом наполнения и слива топлива из сосуда. Для измерения величины подачи отдельных секций насоса в составе стендов наибольшее применение имеют системы, выполненные на основе мерных емкостей, так называемые мензурочные системы измерения подачи.

Мензурочные системы позволяют собирать топливо, впрыснутое каждой форсункой в мерный сосуд (как правило, стеклянный) в течение заданного количества циклов и измерять собранное в сосуды топливо по наружной шкале емкости.

В первых системах, которые называют системами с верхним наполнением, топливо поступает в сосуд (мензурку) сверху и после измерения сливается из сосуда переворотом (рис.93, а,б,в,г,ж,з). Система наиболее проста, однако ограничивает производительность регулировочных работ и точность измерений.

В системах второго типа топливо поступает в сосуд и сливается оттуда снизу через клапанное устройство (без поворота). В этих системах повышены точность (отсутствует осаждение топлива в сосуде) и производительность измерения, исключены затраты времени на переворот сосуда, практически не образуется пена на поверхности раздела двух сред. Однако возможная негерметичность сливного клапана затрудняет эксплуатацию такого стенда.

Третий тип системы измерения подачи представляет собой электронное устройство, оборудованное точными расходомерами топлива. В этих системах информация о цикловой подаче выводится в числовом виде непосредственно на монитор стенда, а программное обеспечение позволяет проводить тестирование топливного насоса в автоматическом режиме (рис.93, д,е,и).

Современные стенды позволяют проводить испытания и регулировки топливной аппаратуры: насосов высокого давления всех типов (как с левым, так и правым направлением вращения кулачкового вала) с числом секций до 12 (на ряде моделей в комплекте с пневмокорректором), контролировать топливоподкачивающие насосы и муфты опережения впрыскивания, а также топливные фильтры.

Некоторые модели стендов позволяют проверить наличие дополнительных впрыскиваний после основного впрыскивания (подвпрыскиваний), герметичность пневмокорректора, начало и конец его срабатывания; работу электромагнитных клапанов отключения подачи топлива и др.

При контроле топливоподкачивающих насосов проверяют производительность при различной величине противодавления, максимальное давление на выходе и максимальное разрежение на входе. При проверке топливных фильтров контролируют герметичность, пропускную способность. Муфту опережения впрыскивания можно контролировать по смещению ведомой муфты относительно ведущей, в том числе в момент впрыскивания каждой из секций.

Анализ конструкций отечественных стендов и установок регулировки и проверки ТА показывает, что они не в полной мере удовлетворяют современным требованиям по автоматизации. Например, регламенты техпроцессов на регулировку ТНВД отводят на ее выполнение в среднем 30 мин., из которых до 50% приходится на измерение параметров.

Современные требования к узлам автоматизированного стенда для испытаний ТНВД наиболее полно сформулированы в [24] :

привод вала ТНВД должен обеспечивать автоматическое поддержание заданной частоты вращения с погрешностью не более $\pm 1 мин^{-1}$;

устройство измерения цикловой подачи должно обеспечивать погрешность не выше 1%, а также автоматизацию вспомогательных операций, выдачу результата на табло в цифровой форме и в форме электрического сигнала;

стенд должен обеспечивать автоматическое поддержание заданной температуры топлива с погрешностью не более ±2 C^o;

стенд должен содержать устройство для механизации и автоматизации крепления ТНВД, соединения его вала с валом стенда и монтажа топливных магистралей.

Форсунки проверяют при ТО-2 без демонтажа с двигателя или на специальных стендах.

При диагностировании непосредственно на двигателе устройство КИ-9917 ГОСНИТИ соединяют с рабочей форсункой через топливопровод высокого давления, отключаемый от секции топливного насоса. Нагнетают топливо в форсунку и по манометру определяют давление впрыска. Качество распыливания топлива форсункой определяют по характерному звуку. Если звук впрыска нечеткий и глухой, то необходимо снять форсунку и проверить ее состояние повторно, как указывалось. Если после 8—10 качков рычагом приспособления стрелка манометра покажет давление не более 0,5—1 МПа, это также указывает на неисправность форсунки.

Выявление неисправных форсунок по виброакустическим параметрам без снятия с двигателя может производиться вибротестером КИ-12343.

Для проверки форсунок применяют и другие простейшие приспособления и приборы — эталонную форсунку с тройником, максиметр. При параллельном подключении контролируемой и эталонной форсунки или максиметра регулировкой рабочей форсунки добиваются одновременного впрыска топлива.

Для испытания и регулировки форсунок по качеству распыливания и давлению начала впрыскивания используют специальные приборы отечественного и зарубежного производства (рис.95).

Стенды для испытания форсунок могут быть оборудованы манометром (рис.95 а,б) или электронной индикацией давления (рис.95 в,г) и включать в себя колбу для сбора распыленного топлива с пневмоотсосом (рис.95 в,г,д) или без него (рис.95 б). Для проверки и регулировки двухпружинных форсунок используется приставка, создающая продолжительный импульс повышенного давления (рис.95 г). Для испытания электроуправляемых форсунок аккумуляторных топливных систем типа Common Rail применяется специальный стенд со встроенным процессором и программным обеспечением (рис.95 д).

Для технического обслуживания дизельной топливной аппаратуры кроме стендов, приборов для испытания, диагностики топливных насосов и форсунок применяют специальное оборудование для контроля отдельных элементов топливных насосов, наладки специфичных узлов и проведения разборочно-сборочных работ.

Для контроля технического состояния плунжерных пар, нагнетательных клапанов, снятых с насосов, применяют приборы, контролирующие техническое состояние пар на основе измерения продолжительности (времени) просачивания через зазор между прецизионными элементами определенного

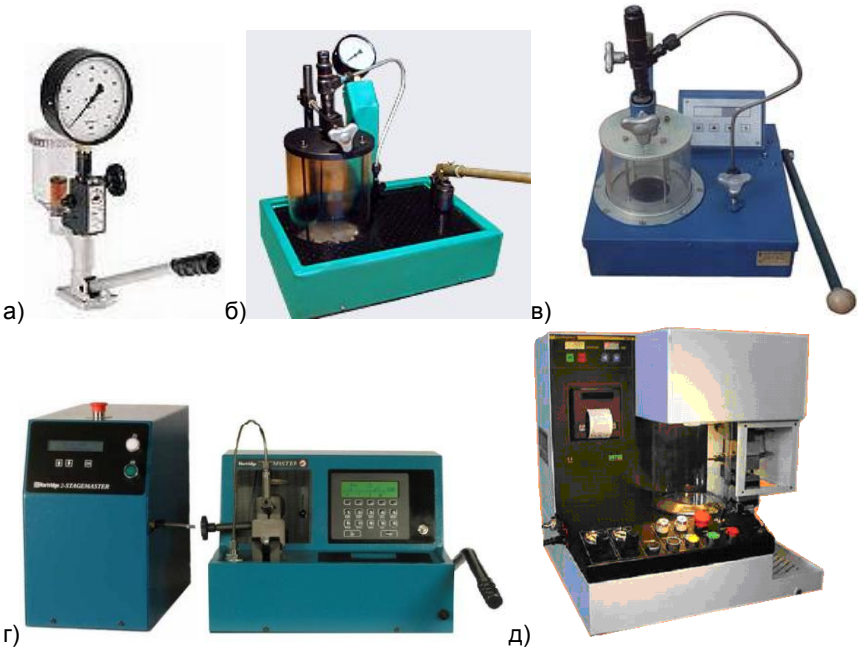


Рис.95. Стенды для проверки форсунок.

а) EPS 100 фирмы Bosch (Германия); б) ДД-2110 ОАО «Мопаз» (Россия); в) М-106Э Красноуфимского ОЭЗ (Россия); г) HH-720 фирмы Hartridge (Англия); д) DIT31 фирмы Deteq (Италия).

(для плунжерной пары) объема топлива, сжатого в надплунжерном пространстве постоянным давлением. Такой метод контроля позволяет проверять изменение технического состояния плунжерной пары под влиянием процесса изнашивания, а также контролировать исходное техническое состояние новой плунжерной пары, т.е. проверять качество запасных частей. Проверку гидроплотности плунжерных пар проводят с помощью приборов КИ-759 или КИ-3369.

Прибором КИ-1086, действующим по принципу предыдущего, определяют гидроплотность нагнетательного клапана по разгружающему пояску, а также суммарную герметичность клапана по запирающему конусу и разгружающему пояску.

6.4.Эталонирование дизельной топливной аппаратуры

Испытание и регулировку ТНВД на стенде проводят в сборе с форсунками и топливопроводами высокого давления, присоединенными к насосным секциям, замеряя количество топлива, поступающего в измерительные емкости (мензурки) на различных скоростных режимах работы.

Различие в техническом состоянии комплекта форсунок и топливопроводов, используемого на регулировочном стенде и устанавливаемого на дизель вызывает несоответствие величин цикловых подач полученных при испытании насоса и фактически впрыскиваемых в цилиндр дизеля.

Таким образом, для обеспечения необходимой точности дозирования топлива в процессе работы на дизеле, кроме погрешности регулировочного стенда, необходимо учитывать погрешность вызываемую, с одной стороны, нестабильностью параметров стендовых форсунок, с которыми регулируется насос, а с другой стороны - параметров рабочих форсунок и топливопроводов устанавливаемых на дизель.

Параметры рабочих форсунок и топливопроводов имеют довольно существенный допустимый разброс, например, по ГОСТ 25708-83 отклонение одной только пропускной способности распылителей по эффективному проходному сечению допускается в пределах ±6% от номинального значения. Следовательно, правильная регулировка насоса возможна лишь в том случае, если при стендовых испытаниях обеспечена предусмотренная техническими требованиями на регулировку насосов идентичность пропускной способности стендовых форсунок и топливопроводов высокого давления.

Данные требования, разработанные специалистами ГОСНИТИ, изложены в следующих инструкциях: РТМ 10.16.0001.012-89 "Ремонт дизельной топливной аппаратуры. Система эталонирования (система контрольных образцов)"; "Методика отбора и проверки эталонов (контрольных образцов) при ремонте ДТА"; "Дизельная топливная аппаратура. Технологические карты и технические требования на эталонирование".

Разработанная система эталонирования должна решать следующие задачи метрологического обеспечения ремонта дизельной топливной аппаратуры:

- проверка и подбор стендовых форсунок и топливопроводов высокого давления для испытания и регулировки топливных насосов на безмоторных стендах;
- проверка, настройка и аттестация безмоторных (регулировочных) стендов;
- проверка пропускной способности рабочих форсунок и топливопроводов высокого давления, сортировка их на группы по величине этого параметра, подбор дизельной топливной аппаратуры в комплекты для совместной работы на двигателе.

Система эталонирования дает возможность измерить основные параметры как стендовых, так и рабочих форсунок и топливопроводов, и подобрать их по величине (с заданным отклонением), устранив тем самым указанную выше нестабильность и связанные с нею погрешности.

За основу эталонирования принят **эталонный комплект**, состоящий из топливного насоса высокого давления, топливопровода высокого давления и форсунки. У эталонного топливного насоса удаляют детали регулятора и закрепляют неподвижно рейку, что обеспечивает неизменность рабочего хода плунжера. Этот насос обкатывают и регулируют с эталонными форсункой и топливопроводом на определенную цикловую подачу. Регулировка производится на контрольном стенде с повышенной точностью. Распылитель для эталонной форсунки подбирают по величине эффективного проходного сечения (μf_P) и хода иглы ($h_И$). Топливопровод подбирают по длине, объему канала и эффективному проходному сечению (μf_T).

Подобранный и отрегулированный эталонный комплект является основой для сравнения и оценки величины цикловой подачи топлива серийной ДТА (эталоном цикловой подачи). Эталонный насос дает возможность измерить пропускную способность стендовых и рабочих форсунок и топли-

вопроводов по величине цикловой подачи топлива и подобрать их с заданными параметрами. Эталонным комплектом проверяют точность показания стендов для регулировки топливной аппаратуры.

Система эталонирования предназначена для обеспечения идентичности регулировочных параметров ДТА при ремонте и техническом обслуживании, проверки и восстановления точности показаний регулировочного оборудования, измерения пропускной способности форсунок и топливопроводов высокого давления.

Для обеспечения функционирования системы эталонирования в ремонтно-обслуживающей сети выделяются головные и базовые предприятия, которые имеют эталоны, необходимые для своей деятельности.

Эталоны подразделяются на три категории: основные, контрольные, стендовые. Дополнительно создают комплект ДТА для проверки качества ремонта дизелей.

В **основные эталоны** входят:

- эталон форсунки с топливопроводом высокого давления по пропускной способности;
- эталон топливного насоса по величине цикловой подачи и углу начала нагнетания топлива (две секции насоса).

В **контрольные эталоны** входят:

- эталон топливного насоса по величине цикловой подачи топлива и углу начала нагнетания (начала впрыскивания) топлива;
- эталоны форсунок с топливопроводами высокого давления по пропускной способности в комплекте на контрольный топливный насос;
- эталон плунжерной пары по гидравлической плотности;
- эталон распылителя форсунки по гидравлической плотности;
- эталон нагнетательного клапана по гидравлической плотности.

В **стендовые эталоны** входят:

- эталон топливного насоса по величине цикловой подачи топлива и углу начала нагнетания (начала впрыскивания) топлива;
- эталоны форсунок с топливопроводами высокого давления по пропускной способности в комплекте на топливный насос (исходя из числа рабочих стендов).

Основной эталон форсунки с топливопроводом высокого давления предназначен для регулирования и периодической проверки основного и контрольного эталонов топливного насоса. Основной эталон топливного насоса предназначен для отбора и периодической проверки основного и контрольного эталонов форсунок с топливопроводами высокого давления.

Контрольный эталон топливного насоса предназначен:

- для отбора и периодической проверки стендовых эталонов форсунок с топливопроводами высокого давления;
- для периодической проверки показаний контрольного стенда;
- для периодической проверки показаний рабочих стендов.

Контрольные эталоны форсунок с топливопроводами высокого давления предназначены:

- для регулирования и периодической проверки стендового эталона топливного насоса;
- для периодической проверки показаний контрольного и рабочих стендов.

Контрольный эталон плунжерной пары предназначен для периодической проверки показаний рабочего прибора по испытанию плунжерных пар на гидравлическую плотность. Контрольный эталон нагнетательного клапана предназначен для периодической проверки рабочего прибора по испытанию нагнетательных клапанов на гидравлическую плотность. Контрольный эталон распылителя форсунки предназначен для периодической проверки показаний рабочего прибора по испытанию распылителей на гидравлическую плотность.

Стендовый эталон топливного насоса предназначен для проверки пропускной способности отремонтированных форсунок и топливопроводов высокого давления.

Стендовые эталоны форсунок с топливопроводами высокого давления предназначены для испытания и регулирования на рабочих стендах топливных насосов при их ремонте и техническом обслуживании.

Эталоны окрашивают в следующие цвета:

- основные эталоны - в красный;
- контрольные эталоны - в синий;
- стендовые эталоны - в желтый.

На специализированном предприятии по ремонту дизельной топливной аппаратуры должны находиться эталоны всех категорий.

В ремонтных мастерских и на пунктах технического обслуживания, выполняющих регулировку топливной аппаратуры, а также на моторемонтных предприятиях, осуществляющих входной контроль отремонтированной аппаратуры, должны находиться стендовые эталоны.

Головное предприятие осуществляет сверку основных эталонов с соответствующими эталонами заводов-изготовителей топливной аппаратуры.

Базовое предприятие осуществляет сверку основных эталонов с соответствующими эталонами головного предприятия, а также поверяет и при необходимости изготавливает эталоны ДТА для ремонтных предприятий, мастерских, пунктов технического обслуживания.

Эталонные топливные насосы, форсунки и топливопроводы высокого давления комплектуют на основе новой ДТА и обкатывают на чистом дизельном топливе ГОСТ 305-82 на номинальном режиме в течение 3 ч.

Угол начала нагнетания топлива насосом для симметричного профиля кулачка определяется как среднее значение, полученное при вращении кулачкового вала насоса по ходу и против хода. Для несимметричного профиля кулачка измеряют величину подъема плунжера (толкателя) от нижнего крайнего положения в момент начала нагнетания топлива.

В качестве контрольного эталона плунжерной пары используется плунжерная пара с минимальной гидравлической плотностью по ГОСТ 25708-83. В качестве контрольного эталона распылителя форсунки используется распылитель с минимальной гидравлической плотностью по ГОСТ 25708-83. В качестве контрольного эталона нагнетательного клапана используется нагнетательный клапан с диаметральным зазором по разгружающему пояску в пределах 0,005-0,012 им.

Пропускная способность стендовых форсунок с топливопроводами высокого давления, замеренная на контрольном топливном насосе по величине цикловой подачи топлива, не должна отличаться более чем на +1% от показателей, на которые отрегулирован этот насос. Разность пропускной спо-

собности стендовых форсунок в сборе с топливопроводами для комплекта, устанавливаемого на один стенд, не должна превышать 1%.

Эталонный топливный насос не должен изменять настройку цикловой подачи топлива в течении всего срока службы, поэтому детали регулятора удаляют, а рейку крепят неподвижно.

У насосов Алтайского ЗТА и Харьковского ХЗ для крепления рейки сверлят отверстие в корпусе насоса и в рейке, нарезают резьбу и заворачивают болт М6. У насосов Ногинского ЗТА для крепления рейки изготавливают скобу и крепят ее болтами к стенкам регулятора. В скобу вворачивают болт до упора в торец рейки, а для устранения люфта между зубьями венцов и рейки насоса двумя пружинами соединяют попарно зубчатые венцы.

Для крепления рейки в корпусе насоса производства Ярославского ЗТА в отверстии под рейку со стороны регулятора нарезают резьбу и вворачивают ограничитель мощности, такой же, как и со стороны привода насоса. У насосов дизелей КамАЗ для крепления реек в защитных пробках реек просверливают отверстия, нарезают резьбу и вворачивают болты до упора в торец реек.

Базовое предприятие поверяет основные эталоны на головном предприятии один раз в 6 месяцев и, кроме того, проводит текущую поверку на своем предприятии основных эталонов один раз в 3 месяца, а контрольных эталонов - один раз в месяц. Ремонтные предприятия республики поверяют свои эталоны на базовом предприятии.

Метрологическая служба осуществляет контроль точности эталонов. Стендовые эталоны подлежат поверке на контрольном стенде после регулировки 10 топливных насосов, но не реже одного раза в 3 дня.

На каждый эталонный комплект топливной аппаратуры, за исключением стендовых, оформляется паспорт, в котором указываются основные параметры и результаты поверки эталонов. Паспорт хранится на участке эталонирования.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
Регулирование топливных насосов высокого давления.

1.1. Регулирование ТНВД Алтайского завода ТА (серии ТН) и Харьковского ТЗ (серии ЛСТН)

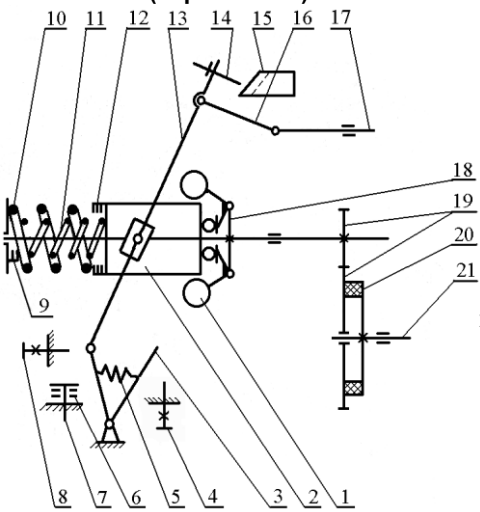


Рис.1. Схема регулятора ТН.
1 - груз регулятора; 2 - муфта грузов регулятора; 3 - рычаг управления регулятором; 4 - болт «Стоп»; 5 - пружина; 6,9,12 - регулировочные шайбы; 7- болт максимальной частоты вращения; 8 - болт упора; 10,11 - пружина регулятора; 13 - рычаг регулятора; 14- болт номинальной подачи; 15 - призма; 16 - тяга; 17 - рейка ТНВД; 18 - упорный подшипник; 19 - шестерни привода регулятора; 20 - демпфер; 21- кулачковый вал насоса.

Проверка герметичности и давления открытия нагнетательных клапанов.

К впускному каналу головки топливного насоса высокого давления подключите топливоподкачивающий насос стенда, выпускной канал перекройте пробкой. К штуцерам насосных секций подсоедините гибкие трубопроводы (сливные трубки).

Для обеспечения относительно ровной подачи топлива по секциям установите хомутик первого насосного элемента, при положении рычага **3** (рис.1) управления на упоре в болт **7**, на расстоянии 50 мм от привалочной плоскости насоса. Остальные хомутики выставляют через 40 мм друг от друга.

Топливоподкачивающим насосом стенда подайте в головку ТНВД топливо под давлением 0,17...0,2 МПа при положении рычага **3**, соответствующем выключенной подаче. Течь топлива из сливных трубок ТНВД в течении 2 минут с момента подачи топлива не допускается. В противном случае, при исправной пружине нагнетательного клапана, замените нагнетательный клапан в сборе с корпусом. Возможна притирка конусных поверхностей клапана и корпуса притирочными пастами. При этом не допускается попадание пасты на направляющую поверхность корпуса (седла) клапана.

Не меняя положение рычага **3**, постепенно увеличивайте давление, создаваемое топливоподкачивающим насосом стенда, наблюдая, при каком давлении происходит открытие нагнетательных клапанов (начинается истечение топлива из сливных трубок). Давление открытия нагнетательных клапанов должно находиться в пределах 1,2...1,6 МПа. В случае несоответствия установите регулировочные шайбы между пружиной нагнетательного клапана и вытеснителем или замените пружину нагнетательного клапана.

Рекомендуется также заменить уплотнительное кольцо корпуса (седла) нагнетательного клапана. Затяните нажимной штуцер с усилием 80...90 Н·м.

Определение и регулирование угла геометрического начала подачи топлива.

Регулировка геометрического угла начала подачи топлива производится на стенде, имеющем совмещенный с валом привода градуированный диск с ценой деления не более 1° и нониусом (модуль нониуса 1/6°=10′).

При проверке геометрического угла начала подачи топлива необходимо определить симметричный или несимметричный профиль кулачка имеет испытуемый ТНВД. Обычно профиль кулачка видно через люк подкачивающего насоса или определяется по скорости подъема плунжера при вращении привода стенда в разные стороны. Если профиль кулачков ТНВД является несимметричным, порядок регулировки угла начала подачи топлива первой секцией этих ТНВД отличается и изложен ниже.

Угол начала подачи топлива ТНВД с симметричным профилем определяется по моменту начала движения топлива в моментоскопе, присоединенном к нажимному штуцеру насоса. При этом необходимо, чтобы в головке ТНВД поддерживалось избыточное давление в пределах 0,04…0,1 МПа.

Рычаг **3** установите на упор в болт **7**. На штуцер первой секции закрепите моментоскоп, наполните его топливом на ½ высоты и, наблюдая за уровнем топлива в трубке, поверните привод вала в направлении вращения часовой стрелки. В момент начала движения топлива зафиксируйте показания на градуированном диске. Затем поверните привод вала против хода часовой стрелки и вновь зафиксируйте показания на градуированном диске в момент начала движения топлива в трубке моментоскопа.

Число градусов, заключенное между полученными двумя делениями на градуированном диске стенда, разделите пополам и найдите среднее значение. Оно должно совпадать с точностью ±1° с табличным значением геометрического угла начала подачи топлива (для ТНВД серии ТН - 36°, ЛСТН - 54°). В случае несоответствия полученного значения с табличным, произведите регулировку заворачивая или выворачивая болт **30** толкателя **33**. Выворачивание болта на один оборот приводит к увеличению угла геометрического начала подачи топлива примерно на 5°.

Начало подачи топлива следующей секции (согласно порядку работы секций) должно происходить для 4-х секционного насоса – через 90° поворота кулачкового вала ТНВД, для 6-ти секционного насоса – через 60° поворота кулачкового вала ТНВД.

Регулировочные болты **30** толкателей **33** законтрите контргайками.

После окончательной регулировки по началу подачи топлива секциями ТНВД необходимо проверить наличие зазора между плунжером и седлом нагнетательного клапана каждой секции в верхнем положении плунжера, который должен быть не менее 0,2 мм. При отсутствии указанного зазора необходимо провести дефектовку плунжерной пары, толкателя ТНВД, кулачкового вала и его подшипников.

В ТНВД с несимметричным профилем кулачка (размерностью 10х12 мм) геометрический угол начала подачи топлива первой секцией оценивается величиной хода плунжера от начала его подъема до начала движения топлива в трубке моментоскопа.

Для регулировки угла начала подачи топлива необходимо вывернуть нажимной штуцер подвода топлива первой секции ТНВД, вынуть из седла нагнетательный клапан. Вместо штуцера установите специальное приспособление, представляющее собой индикаторную головку часового типа.

Поворачивая привод стенда определите нижнее положение плунжера и установите шкалу индикаторной головки на "0", затем, вращая кулачковый вал по часовой стрелке (если смотреть со стороны привода ТНВД), по показаниям шкалы индикаторной головки установите ход плунжера соответствующий табличному значению (для ТНВД Алтайского ЗТА ход плунжера равен 5,0±0,05 мм.). Зафиксируйте соответствующее этому положению кулачкового вала значение угла на градуировочном диске стенда.

Снимите специальное приспособление и установив нагнетательный клапан, пружину и нажимной штуцер затяните последний с усилием 80...90 Н·м. Установите на проверяемую секцию моментоскоп. Вращая привод стенда по часовой стрелке заполните его топливом и найдите положение кулачкового вала, при котором начинается подача топлива, определяемое по началу движения топлива в прозрачной трубке моментоскопа. Соответствующее ему значение угла по градуировочному диску должно совпадать с зафиксированным ранее.

При необходимости отрегулируйте угол начала подачи топлива, заворачивая или выворачивая регулировочный болт толкателя ТНВД. При уменьшении высоты регулировочного болта ход плунжера от его нижнего положения до начала подачи увеличивается.

Регулировка угла начала подачи топлива остальными секциями ТНВД с несимметричным профилем не отличается от регулировки угла начала подачи топлива ТНВД с симметричным профилем.

После окончательной регулировки по началу подачи топлива секциями ТНВД необходимо проверить наличие зазора между плунжером и седлом нагнетательного клапана каждой секции в верхнем положении плунжера, который должен быть не менее 0,2 мм. При отсутствии указанного зазора необходимо провести дефектовку плунжерной пары, толкателя ТНВД, кулачкового вала и его подшипников.

Регулирование хода рейки.

Нормальный ход рейки должен быть в пределах 10,5...11 мм. Величину хода рейки изменяют болтом **14**, предварительно устанавливая его так, чтобы выступание над передней плоскостью вилки **13** (размер А) составляло 10...15 мм.

Перемещение рейки измеряют на номинальной частоте вращения от привалочной плоскости ТНВД до любого хомутика при крайних положениях рычага **3**.

Настройка начала действия регулятора.

Началом действия регулятора считается такая частота вращения кулачкового вала насоса, при которой происходит отрыв болта **14** от плоскости призмы **15**.

Рычаг **3** установите на упор в болт **7**. Постепенно увеличивайте частоту вращения вала стенда. Начало отрыва болта **14** от плоскости призмы **15** достаточно точно определяется по моменту освобождения тонкого листочка бумаги, заложенного между ними.

При несовпадении частоты начала действия регулятора с регулировочными данными, измените количество регулировочных шайб **6**. Увеличение числа шайб на одну толщиной 0,3 мм уменьшает частоту начала действия регулятора на 10...15 мин$^{-1}$. Допускается установка 4...12 шайб **6**. Если начало действия регулятора шайбами **6** отрегулировать не удалось, то измените число шайб **9** и **12** под пружинами **10** и **11** регулятора. Изменение числа шайб **12** на одну изменяет частоту начала действия регулятора на 10 мин$^{-1}$. Изменение числа внутренних шайб **9** на одну - на 30 мин$^{-1}$. Допускается установка не более 4-х шайб **9**. После регулировки внутренняя пружина должна иметь небольшой зазор в осевом направлении, а наружная быть немного сжатой.

Полное выключение регулятором подачи топлива через форсунки должно происходить при максимальной частоте вращения, соответствующей регулировочным данным.

Регулирование подачи топлива и ее равномерности на номинальном скоростном режиме.

Установите номинальную частоту вращения согласно табличному значению, а рычаг **3** на упор в болт **7**. Давление топлива в головке ТНВД должно соответствовать заводским рекомендациям. Регулирование подачи топлива в каждой секции ТНВД проводите изменяя положение хомутиков относительно рейки **17**, предварительно ослабив затяжку стяжного винта хомутика. Для увеличения подачи секцией переместите хомутик секции по рейке вправо, для уменьшения - влево. Перемещение хомутика на 1 мм изменяет подачу на 10..15 мм^3/цикл. По окончании регулировки винты хомутиков затяните.

Допускается изменять подачу топлива одновременно всех секций, действуя болтом **14**. Полный поворот винта изменяет подачу на 8...10 мм^3/цикл. В случае изменения положения болта **14**, дополнительно проверяют и, если необходимо, настраивают начало действия регулятора.

Допускаемая неравномерность подачи между секциями равна 3% от значения номинальной цикловой подачи. При проверке насоса на контрольном стенде неравномерность подачи должна быть не более 6 %.

Проверьте неравномерность подачи топлива по секциям при 300 мин$^{-1}$. Для этого установите рычаг **3** управления регулятором в такое положение, при котором цикловая подача будет соответствовать 20-30 мм^3/цикл. Неравномерность подачи топлива по секциям не должна быть более 30% и 35% для, соответственно, 4-х и 6-ти секционных ТНВД. В противном случае отдефектуйте нагнетательный клапан и плунжерную пару или замените их на подходящие по группе гидроплотности.

Проверка работы корректора.

Проверку производите при частоте вращения привода, соответствующей режиму коррекции (перегрузки) согласно регулировочным данным и упоре рычага **3** в болт **7**. Количество топлива, подаваемого каждой секцией, должно соответствовать табличным значениям.

Регулировку подачи топлива производите поворотом призмы **15**. При увеличении наклона прилегающей к болту **14** плоскости призмы **15** коррекция цикловой подачи топлива возрастает. Неравномерность подачи топлива по секциям топливного насоса на режиме максимального крутящего момента не должна быть более 6% на рабочем стенде и 10% - на контрольном стенде.

После поворота призмы **15** проверьте и при необходимости отрегулируйте начало действия регулятора и цикловую подачу топлива на номинальном режиме, после чего вновь произведите проверку работы корректора.

Установка и регулировка пневмокорректора.

Установите на ТНВД пневмокорректор таким образом, чтобы цикловая подача соответствовала табличному значению при давлении воздуха, равном 0 МПа на заданном скоростном режиме. В случае необходимости отрегулируйте ее поворотом корпуса пневмокорректора и зафиксируйте контровочной гайкой.

Проверьте цикловую подачу по на режиме максимального крутящего момента при давлении воздуха в пневмокорректоре $0{,}02^{+0{,}004}$ МПа ($0{,}2^{+0{,}04}$ кг/см^2). Она должна соответствовать регулировочным данным, в противном случае ослабьте затяжку пружины пневмокорректора.

Установка винтов упора и ограничения выключения подачи.

Установите номинальную частоту вращения вала стенда согласно табличному значению. Выверните винт **8** заподлицо с приливом корпуса. Рычаг **3** поверните до упора в болт **7**, после чего винт **8** заворачивают, пока он не коснется рычага **13**. В момент касания винт **14** отойдет от призмы **15**. Затем необходимо отвернуть винт **8** на один оборот и зафиксировать контргайкой.

Установите рычаг **3** управления на упор в винт ограничения выключения подачи, и заворачивайте его до начала заметного движения рейки в сторону увеличения подачи. После этого проверьте отсутствие подачи топлива насосом через форсунки на всех скоростных режимах и законтрите винт контргайкой.

Проверка пусковой подачи.

Рычаг **3** установите на упор в болт **7**. Валик обогатителя необходимо выдвинуть так, чтобы винт **14** вошел в паз призмы **15**. Цикловая подача топлива должна соответствовать табличному значению при 150 мин$^{-1}$ вала привода насоса. Если подача значительно меньше допустимой, проверяют гидроплотность тех плунжерных пар, где подача не соответствует указанному значению.

Увеличивая обороты при отпущенном рычаге **3**, убедитесь, что при 350...550 мин$^{-1}$ винт **14** выйдет из паза призмы **15**. Самовыключение нарушается вследствие потери упругости пружины валика обогатителя, наличия перекоса или заеданий.

Пломбирование ТНВД.

Пломбы в количестве 3-х штук установите: на два болта крепления корпуса регулятора к ТНВД и два болта бокового лючка насоса; на два болта верхней крышки регулятора и корпус пневмокорректора; на шпильку защитной крышки рычага управления и крышку подшипника вала регулятора.

Регулировка ТНВД для дизелей с двумя уровнями мощности.

Для регулировки ТНВД с 2-мя уровнями мощности установить рычаг управления в положение максимальной подачи топлива.

Регулировка начинается с проверки работы корректора. Хомутиками отрегулируйте цикловую подачу и ее равномерность по секциям на режиме максимального крутящего момента согласно регулировочной таблице. Точка касания винта вилки с призмой валика обогатителя должна быть на оси вращения призмы (середина призмы).

При повороте призмы на II уровень цикловая подача не должна отличаться от I уровня более 2 мм^3/цикл. При большем отличии отрегулируйте вращением винта вилки.

Переключение режимов осуществляется поворотом рычага до упора в регулировочные винты. Нормальное положение рычага - I уровень мощности, при этом рычаг **2** упирается в верхний винт **3**. Второй уровень мощности включается поворотом рычага **2** по часовой стрелке до упора в нижний винт **4**.

Регулировку начала действия регулятора производите на I уровне в соответствии с таблицей, исключив подрегулировку винтом вилки.

Отрегулируйте номинальную подачу на I уровне верхним винтом **3**. Для увеличения цикловой подачи винт выворачивайте. Отрегулируйте номинальную цикловую подачу на II уровне нижним винтом **4**. Для увеличения цикловой подачи винт вворачивайте. Все регулировки производите с пневмокорректором при давлении $0{,}2^{+0{,}04}$ кг/см^2.

После регулировки все винты законтрите.

Регулировка ТНВД с антикорректорами.

Регулировку ТНВД с антикорректором производят в обычном порядке, но с отключенным антикорректором. Для этого второй регулировочный винт вилки регулятора выверните настолько, чтобы он не касался 2-ой призмы во всем диапазоне регулировок.

Затем на режиме максимального крутящего момента подведите 2-ой регулировочный винт до соприкосновения с рабочей поверхностью 2-ой призмы и законтрите.

Понизьте частоту вращения привода стенда до 500 мин$^{-1}$, цикловая подача должна уменьшиться. В случае несоответствия произведите регулировку.

При этом для уменьшения разницы в цикловых подачах призму антикорректора необходимо повернуть на валике обогатителя в сторону корпуса ТНВД и ввернуть 2-ой винт регулировочный вилки до соприкосновения с рабочей поверхностью 2-ой призмы на режиме максимального крутящего момента. При выполнении операций этих подрегулировок необходимо следить за тем, чтобы опорная поверхность 2-го винта не сошла с рабочей плоскости 2-ой призмы.

По окончанию регулировки проверить все контрольные точки скоростной характеристики.

1.2. Регулирование ТНВД Ногинского завода ТА (серия УТН).

Проверка герметичности и давления открытия нагнетательных клапанов.

К впускному каналу головки ТНВД подключите топливоподкачивающий насос стенда, выпускной канал перекройте пробкой. К штуцерам насосных секций подсоедините гибкие трубопроводы (сливные трубки).

Топливоподкачивающим насосом стенда подайте в головку ТНВД топливо под давлением 0,17...0,2 МПа при положении рычага **22** (рис.2), соответствующем выключенной подаче. Течь топлива из сливных трубок ТНВД в течении 2 минут с момента подачи топлива не допускается. В противном случае, при исправной пружине нагнетательного клапана, замените нагнетательный клапан в сборе с корпусом. Возможна притирка конусных поверхностей клапана и корпуса притирочными пастами. При этом не допускается попадание пасты на направляющую поверхность клапана.

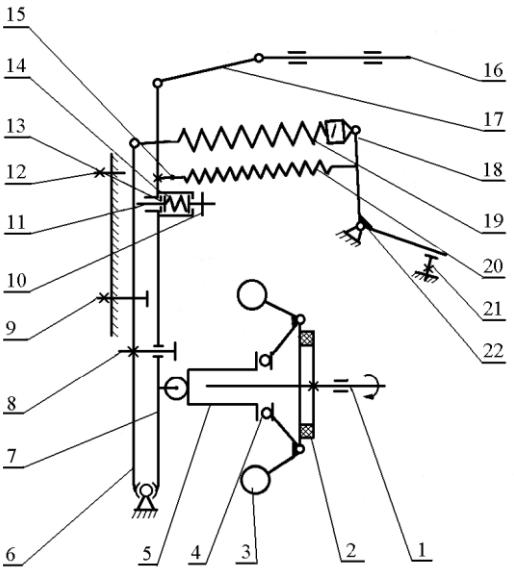


Рис.2. Схема регулятора УТН: 1-кулачковый вал; 2-демфер; 3-грузики; 4-подшипник; 5-муфта грузов; 6-основной рычаг; 7-промежуточный рычаг; 8-винт ограничения хода рычага; 9-винт номинальной подачи; 10-винт регулировки натяжения пружины корректора; 11-шток корректора; 12-винт упора; 13-регулировочная шайба хода штока корректора; 14-пружина корректора; 15-винт регулировки натяжения пружины пускового обогатителя; 16-рейка ТНВД; 17-тяга; 18-серьга пружины; 19-пружина регулятора; 20-пусковая пружина; 21-винт ограничения максимальной частоты вращения; 22- рычаг управления.

При положении рычага **22**, соответствующем выключенной подаче, постепенно увеличивая давление, создаваемое топливоподкачивающим насосом стенда, наблюдайте, при каком давлении происходит открытие нагнетательных клапанов (начинается истечение топлива из сливных трубок). Давление открытия нагнетательных клапанов должно находиться в пределах 1,1...1,4 МПа. В случае несоответствия замените пружину нагнетательного клапана. Рекомендуется также заменить уплотнительное кольцо корпуса нагнетательного клапана. Затяните нажимной штуцер с усилием 80...90 Н·м.

Определение и регулирование угла геометрического начала подачи топлива.

Регулировка геометрического угла начала подачи топлива производится на стенде, имеющем совмещенный с валом привода градуированный диск с ценой деления не более 1° и нониусом (модуль нониуса 1/6°=10′).

При проверке геометрического угла начала подачи топлива необходимо определить симметричный или несимметричный профиль кулачка имеет испытуемый ТНВД. Обычно профиль кулачка видно через люк подкачивающего насоса или определяется по скорости подъема плунжера при вращении привода стенда в разные стороны. Если профиль кулачков ТНВД является несимметричным, порядок регулировки угла начала подачи топлива первой секцией этих ТНВД отличается и изложен ниже.

Угол начала подачи топлива ТНВД с симметричным профилем определяется по моменту начала движения топлива в моментоскопе, присоединенном к нажимному штуцеру насоса. При этом необходимо, чтобы в головке ТНВД поддерживалось избыточное давление в пределах 0,04…0,1 МПа.

Для проверки угла рычаг **22** установите на упор в болт **21**. На штуцер первой секции закрепите моментоскоп, наполните его топливом на ½ высоты и, наблюдая за уровнем топлива в трубке, поверните привод вала в направлении вращения часовой стрелки. В момент начала движения топлива зафиксируйте показания на градуированном диске. Затем поверните привод вала против хода часовой стрелки и вновь зафиксируйте показания на градуированном диске в момент начала движения топлива в трубке моментоскопа.

Число градусов, заключенное между полученными двумя делениями на градуированном диске стенда, разделите пополам и найдите среднее значение. Оно должно совпадать с точностью ±1° с табличным значением геометрического угла начала подачи топлива (для серии 4УТНМ угол равен 57°). В случае несоответствия полученного значения с табличным, произведите регулировку заворачивая или выворачивая болт толкателя. Выворачивание болта приводит к увеличению угла геометрического начала подачи топлива.

Начало подачи топлива следующей секции (согласно порядку работы секций) должно происходить через 90° поворота кулачкового вала ТНВД относительно первой секции. Регулировочные болты толкателей законтрите контргайками.

После окончательной регулировки по началу подачи топлива секциями ТНВД необходимо проверить наличие зазора между плунжером и седлом нагнетательного клапана каждой секции в верхнем положении плунжера, который должен быть не менее 0,2 мм. При отсутствии указанного зазора необходимо провести дефектовку плунжерной пары, толкателя ТНВД, кулачкового вала и его подшипников.

В ТНВД с несимметричным профилем кулачка (серии 4УТНМ-Т, 4УТНИ и 4УТНИ-Т) геометрический угол начала подачи топлива первой секцией оценивается величиной хода плунжера от начала его подъема до начала нагнетания топлива.

Для регулировки угла начала подачи топлива необходимо вывернуть нажимной штуцер подвода топлива первой секции ТНВД, вынуть из седла нагнетательный клапан. Вместо штуцера установите специальное приспособление, представляющее собой индикаторную головку часового типа.

Поворачивая привод стенда определите нижнее положение плунжера и установите шкалу индикаторной головки на "0", затем, вращая кулачковый вал в соответствии с направлением вращения при работе на двигателе, по показаниям шкалы индикаторной головки установите ход плунжера соответствующий табличному значению (для серии 4УТНМ-Т ход плунжера равен 2,9±0,05 мм., для 4УТНИ и 4УТНИ-Т – 3,3±0,1 мм.). Зафиксируйте соответствующее этому положению кулачкового вала значение угла на градуировочном диске стенда.

Снимите специальное приспособление и установив нагнетательный клапан, пружину и нажимной штуцер затяните последний с усилием 80...90 Н·м. Установите на проверяемую секцию моментоскоп. Вращая привод стенда по часовой стрелке заполните его топливом и найдите положение кулачкового вала при котором начинается подача топлива, определяемое по началу движения топлива в прозрачной трубке моментоскопа. Соответ-

ствующее ему значение угла по градуировочному диску должно совпадать с зафиксированным ранее.

При необходимости отрегулируйте угол начала подачи топлива, заворачивая или выворачивая регулировочный болт толкателя ТНВД. При уменьшении выступания регулировочного болта ход плунжера от его нижнего положения до начала подачи увеличивается.

Регулировка угла начала подачи топлива остальными секциями ТНВД с несимметричным профилем не отличается от регулировки угла начала подачи топлива ТНВД с симметричным профилем.

После окончательной регулировки по началу подачи топлива секциями ТНВД необходимо проверить наличие зазора между плунжером и седлом нагнетательного клапана каждой секции в верхнем положении плунжера, который должен быть не менее 0,2 мм. При отсутствии указанного зазора необходимо провести дефектовку плунжерной пары, толкателя ТНВД, кулачкового вала и его подшипников.

Установка положения винта номинальной подачи топлива.

Рычаг **22** прижмите к болту **21** и удерживайте в таком положении. Не включая привода стенда, сожмите между собой рычаги **6** и **7** до утопания штока **11** и замерьте штангенциркулем вылет рейки **16** насоса (расстояние А от торца рейки **16** до привалочной плоскости насоса). Вылет рейки должен быть 24±0,5 мм. При несоответствии отрегулируйте винтом **9**.

Настройка начала действия регулятора.

Началом действия регулятора считается такая частота вращения кулачкового вала насоса, при которой происходит начало отрыва рычага **6** от плоскости головки болта **9**.

Рычаг **22** установите на упор в болт **21**. Постепенно увеличивайте частоту вращения вала стенда. Начало отхода рычага **6** достаточно точно фиксируется попеременным нажатием пальца руки на рычаг **6** в сторону привода насоса. Появление зазора укажет на момент начала действия регулятора. В этот момент зафиксируйте частоту вращения вала.

При несовпадении частоты начала действия регулятора с заданной, измените положение болта **21**. При вывертывании болта на один оборот, частота начала действия регулятора увеличивается на 10...20 мин$^{-1}$. Если болтом **21** отрегулировать не удается, то измените число рабочих витков пружины **19** регулятора, наворачивая или выворачивая серьгу **18**. Изменение числа рабочих витков пружины **19** на один виток изменяет частоту начала действия регулятора на 25...35 мин$^{-1}$.

Регулирование номинальной подачи топлива и ее равномерности по секциям.

Давление топлива на впуске в ТНВД должно лежать в пределах 0,07...0,12 МПа. Установите номинальную частоту вращения, рычаг **22** поверните до упора в болт **21**. В случае несоответствия цикловой подачи табличным значениям регулирование подачи топлива проводите изменяя положение поворотной втулки плунжера относительно зубчатого сектора, предварительно ослабив затяжку стяжного винта зубчатого сектора. Втулку поворачивают, используя специальные круглые выемки, расположенные на ее буртике.

Допускается изменять подачу топлива одновременно всех секций, действуя винтом **9** в пределах 0,5 оборота. В случае изменения положения винта **9**, дополнительно проверьте и, если необходимо, настройте начало действия регулятора.

Допускаемая неравномерность подачи между секциями равна 3% от значения номинальной цикловой подачи. При проверке насоса на контрольном стенде неравномерность подачи должна быть не более 6 %.

Проверьте неравномерность подачи топлива по секциям при 300 мин$^{-1}$. Для этого установите рычаг **22** управления регулятором в такое положение, при котором цикловая подача будет соответствовать 20-30 мм^3/цикл. Неравномерность подачи топлива по секциям не должна быть более 30 %. В противном случае отдефектуйте нагнетательный клапан и плунжерную пару или замените их на подходящие по группе гидроплотности.

Настройка полного прекращения подачи топлива.

При положении рычага **22** управления на упоре в болт **21** проверьте соответствие частоты вращения полного выключения подачи топлива табличному значению. В противном случае замените пружину **19** регулятора и регулировку начните с настройки начала действия регулятора.

Регулировка корректора.

Корректор необходимо регулировать до установки его в регулятор. Ход штока (предварительно 1,3$^{+0,2}$ мм) устанавливается шайбами **13**, число которых допускается не более 3 шт. Усилие затяжки пружины **14** для насосов двигателей Д-65 равно 55^{+5} Н; Д-37М – 60^{+5} Н; Д-240 – 85^{+5} Н. Такие усилия должны быть достаточными, чтобы утопить выступающий конец штока **11** заподлицо с торцом корпуса корректора. Усилие затяжки пружины **14** регулируйте винтом **10**.

Проверку усилия затяжки пружины **14** корректора производите после сборки насоса в процессе его настройки на стенде. Для этого установите частоту вращения максимального крутящего момента, рычаг **22** поверните до упора в болт **21**. При этом шток **11** корректора должен выступать на установленную величину. Если шток **11** выступает недостаточно - заверните винт **10** увеличивая затяжку пружины.

Увеличьте частоту вращения до номинальной. Проверьте положение штока **11**, нажимая рычаг **7** к рычагу **6**. Отсутствие хода говорит о полном утопании штока **11**. В случае если шток **11** утопает не полностью, снизьте усилие пружины **14**, выворачивая винт **10**. Проведите проверку цикловой подачи топлива на режиме максимального крутящего момента согласно регулировочным данным. Если подача не соответствует требуемой – отрегулируйте ход корректора шайбами **13**. Для увеличения подачи убирайте шайбы **13**.

После регулировки корректора проверьте номинальную цикловую подачу. Если она увеличилась, значит пружина **14** корректора слишком затянута и ее следует ослабить, если уменьшилась – восстановить регулировку болтом **9** номинальной подачи. Вновь проверить регулировку корректора.

Установка и регулировка пневмокорректора.

Установите пневмокорректор на ТНВД таким образом, чтобы цикловая подача соответствовала табличному значению при давлении воздуха, равном 0 МПа. В случае необходимости отрегулируйте ее перемещением

упорной шайбы на штоке пневмокорректора и зафиксируйте контровочной гайкой.

Проверьте цикловую подачу по на режиме максимального крутящего момента при давлении воздуха в пневмокорректоре согласно табличным данным. При несоответствии измените затяжку пружины пневмокорректора путем поворота втулки и зафиксируйте штифтом, прижимаемым крышкой регулятора.

Установка винта упора и ограничения выключения подачи.

Рычаг **22** установите на упор в болт **21**. Постепенно увеличивайте частоту вращения вала привода стенда до полного прекращения подачи топлива из форсунок. Винт **12** при этом должен быть вывернут заподлицо с приливом корпуса. После чего винт **12** вворачивайте, пока он не коснется рычага **6,** затем отверните его на один оборот и зафиксируйте контргайкой.

Установите рычаг **22** управления на упор в винт ограничения выключения подачи, и заворачивайте его до начала заметного движения рейки в сторону увеличения подачи. После этого проверьте отсутствие подачи топлива насосом через форсунки на всех скоростных режимах и законтрите винт контргайкой.

Проверка пусковой подачи.

Рычаг **22** установите на упор в болт **21**. Подача топлива при 150 мин$^{-1}$ вала привода насоса должна составлять не менее 145 мм^3/цикл. Если подача меньше допустимой, проверьте состояние пусковой пружины **20** (изменение предварительного натяжения которой можно производить винтом **15)**, легкость перемещения рейки **16**, величину ее хода в сторону привода. Возможно ограничение хода рейки вследствие неправильной сборки регулятора, малого зазора между плоскостью рычага **7** и головкой болта **8**. Расхождение центров верхних головок рычагов **6** и **7** должно быть в пределах 16...16,5 мм., что регулируется винтом **8**.

Пломбирование ТНВД.

Пломбы в количестве 2-х штук установите: на два болта крепления корпуса регулятора к ТНВД, два болта бокового лючка насоса и два болта верхней крышки регулятора (или корпус пневмокорректора); на болт номинальной подачи топлива и болт максимального скоростного режима.

1.3. Регулирование ТНВД Вильнюсского завода ТА «Куро апаратура» и Чугуевского завода ТА (серия НД)

Сборка ТНВД.

а) сборку ТНВД НД-21 проводите в следующей последовательности:

Установите секцию высокого давления в сборе и зафиксируйте зубчатую втулку **30** (рис.3).

Кулачковый вал установите в положение, при котором риска на торце вала регулятора находится против деления “0” на лимбе **5**, а шпонка кулачкового вала – вверху и в одной плоскости с риской лимба. Затем кулачковый вал поверните по ходу часовой стрелки так, что риска на торце вала регулятора остановилась против деления 350° на лимбе **5**.

В этом положении установите кронштейн промежуточной шестерни **36** в отверстие корпуса насоса, введите в зацепление шестерню **36** и вставьте

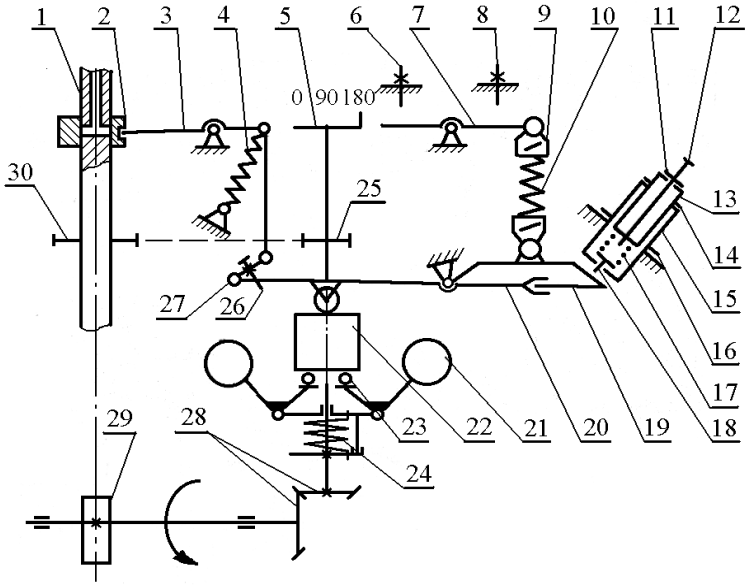


Рис. 3. Схема регулятора НД.

1- плунжер; 2- дозатор; 3- поводок дозатора; 4- пружина пускового обогатителя; 5- лимб со шкалой; 6- винт "Стоп"; 7- рычаг управления; 8- винт максимальной частоты вращения; 9- серьга пружины; 10- пружина регулятора; 11, 14, 16- контровочная гайка; 12- регулировочный винт хода штока корректора; 13- винт регулировки натяжения пружины корректора; 15- корпус корректора; 17- пружина корректора; 18- шток корректора; 19- рычаг корректора; 20- основной рычаг; 21- грузики; 22- муфта грузов; 23- упорный подшипник; 24- демпфер; 25- шестерня валика регулятора; 26- стяжной болт; 27- эксцентриковый палец; 28- шестерни привода валика регулятора; 29- кулачковый вал; 30- зубчатая втулка.

его до упора, одновременно вращая кулачковый вал в обратном направлении (против часовой стрелки) при этом закатывая промежуточную шестерню.

При правильной сборке в положении, когда кронштейн промежуточной шестерни войдет в гнездо до упора, риска на торце вала регулятора должна находиться против деления 210±4°.

Уберите стопор с зубчатой втулки **30** и затяните гайкой хвостовик кронштейна промежуточной шестерни.

б) сборку ТНВД НД-22/6 проводите в следующей последовательности:

Установите секции высокого давления в сборе и зафиксируйте зубчатые втулки **30** (рис. 3).

Вначале необходимо закатывать промежуточную шестерню второй секции (ближней к регулятору). Для этого поставьте кулачковый вал в нулевое положение: шпонка кулачкового вала направлена вверх, а риска на торце вала регулятора находится против деления “0” лимба **5**.

Поверните кулачковый вал по ходу часовой стрелки так, чтобы риска на лимбе указала 290°. Только для ТНВД Чугуевского ЗТА серии 58.1111004 для дизеля СМД-31 риска должна указывать на 320°.

Введите в зацепление промежуточную шестерню и вставьте кронштейн до отказа, одновременно вращая кулачковый вал против хода часовой стрелки. При правильной сборке риска на валу регулятора должна указывать на 150°±4° по лимбу **5** (только для ТНВД серии 58.1111004 - 180°±4°). На хвостовик кронштейна промежуточной шестерни наверните гайку и затяните.

Установите кронштейн промежуточной шестерни первой секции. Для этого верните кулачковый вал в нулевое положение, затем поверните его по ходу часовой стрелки до тех пор, пока риска на валу регулятора не остановится против деления 320° на лимбе **5** (для всех ТНВД). Введите в зацепление промежуточную шестерню и вставьте кронштейн до отказа, одновременно вращая кулачковый вал против хода часовой стрелки. После поворота вала, на лимбе должно быть 180°±4°. На хвостовик кронштейна промежуточной шестерни наверните гайку и затяните.

Регулирование угла геометрического начала подачи топлива.

К, топливному насосу высокого давления, установленному на стенде и соединенному с валом привода с помощью жесткой полумуфты, подключают топливопровод к впускному (верхнему) штуцеру от стендового насоса. Перепуск топлива из нижнего штуцера насоса глушат. Дросселем стенда при включенном насосе повышают давление в магистрали топливоподачи до 2,5...3,0 МПа.

Регулировка геометрического угла начала подачи топлива производится на стенде, имеющем совмещенный с валом привода градуированный диск с ценой деления не более 1° и нониусом (модуль нониуса 1/6°=10′).

Угол начала подачи топлива ТНВД определяется по моменту начала движения топлива в моментоскопе, присоединенном к нажимному штуцеру насоса. При этом необходимо, чтобы в головке ТНВД поддерживалось избыточное давление в пределах 0,04…0,1 МПа.

Для проверки угла рычаг **7** установите на упор в болт **8**. На штуцер первой секции закрепите моментоскоп, наполните его топливом на ½ высоты и, наблюдая за уровнем топлива в трубке, поверните привод вала в направлении вращения часовой стрелки. В момент начала движения топлива зафиксируйте показания на градуированном диске. Затем поверните привод вала против хода часовой стрелки и вновь зафиксируйте показания на градуированном диске в момент начала движения топлива в трубке моментоскопа.

Число градусов, заключенное между полученными двумя делениями на градуированном диске стенда, разделите пополам и найдите среднее значение. Оно должно совпадать с точностью ±1° с табличным значением геометрического угла начала подачи топлива (для серии НД-21 угол равен 57°, для НД-22\6 - 37°). Для настройки угла начала подачи топлива используют 11 размерных групп тарелок **32** устанавливаемых под пружину секции толщиной 2,8…3,9 мм. Изменение толщины тарелки на 0,1 мм изменяет угол на 0,5°. Для обеспечения более ранней подачи необходимо использовать тарелку **32** с большей толщиной пяты.Чередование подач по штуцерам должно происходить для ТНВД серии НД-22/6 через 45° и 75° (только для ТНВД серии 58.1111004 через 60°).

После регулировки геометрического начала подачи топлива необходимо установить угол опережения впрыска топлива относительно метки на установочном фланце. Этот угол должен быть для насоса НД-21 57±1°, а для насоса НД-22 — 37+1° (для метки, нанесенной под углом 12° от оси симметрии фланца) и 5+1° (для метки, нанесенной под углом 30°). При наличии отклонений настройка ведется путем изменения положения насоса относительно установочного фланца.

Чтобы изменить угол начала подачи топлива, ослабляют четвре гайки крепления топливного насоса к проставке, топливный насос поворачивают на необходимый угол по часовой стрелке (для увеличения угла начала подачи) или против. После поворота насоса затягивают гайки и проверяют угол начала подачи топлива.

Проверка и регулировка пусковой подачи.

Рычаг **7** установите на упор в болт **8**. Пусковая подача топлива при частоте вращения привода 150 мин$^{-1}$ должна быть в пределах 18…22 см^3 за 100 циклов. В случае необходимости подачу отрегулируйте поворотом эксцентрикового пальца **27**, предварительно ослабив болт **26**.

Настройка полного отключения подачи топлива регулятором.

Выверните на несколько оборотов болт 8 максимальной частоты вращения и корпус корректора 15. Установите частоту вращения полного выключения подачи согласно регулировочной таблице и заворачивайте болт 8 до полного прекращения подачи топлива из форсунок. Допускается изменять число рабочих витков пружины 10 регулятора путем поворота серьги 9.

Регулирование номинальной подачи топлива и ее равномерности по секциям.

Установите номинальную частоту вращения. Если ТНВД имеет пневмокорректор – отключите его, ввернув в резьбовое отверстие болт М10х1 до упора. Величину цикловой подачи топлива секцией (у насосов НД–22/6 2-ой секцией, ближней к регулятору) регулируйте, изменяя положение корпуса корректора **15**. Для увеличения подачи корпус корректора **15** выворачивайте.

Величину подачи топлива первой секцией для насосов НД-22/6 установите путем изменения длины тяги, соединяющей поводки дозаторов секций. При увеличении длины тяги подача топлива первой секцией возрастает.

Неравномерность подачи топлива между всеми штуцерами ТНВД не должна превышать 6% от значения номинальной цикловой подачи. Снизить неравномерность топливоподачи можно заменив одну из пружин или тарелку нагнетательного клапана. Причем для разных типов ТНВД могут устанавливаться тарелки с различными диаметрами жиклеров.

Проверьте неравномерность подачи топлива по секциям при 300 мин$^{-1}$. Для этого установите рычаг **22** управления регулятором в такое положение, при котором цикловая подача будет соответствовать 20-30 мм^3/цикл. Неравномерность подачи топлива по секциям не должна быть более 40 %. В противном случае замените плунжерную пару на подходящую по группе гидроплотности.

Регулировка корректора.

Проверку производите при частоте, соответствующей режиму максимального крутящего момента и упоре рычага **7** в винт **8**. Количество топлива, подаваемого каждой секцией, должно соответствовать табличным значениям.

Величина подачи топлива зависит от хода штока **18** корректора и предварительного натяга пружины **17** корректора. Выворачивание винта **12** приводит к увеличению хода штока **18** корректора и увеличению подачи коррекции. Выворачивание винта **13** приводит к уменьшению усилия пружины **17** корректора, и уменьшению частоты начала действия корректора. Чрезмерное уменьшение предварительного натяжения пружины **17** корректора может привести к изменению номинальной подачи топлива.

Ход штока корректора должен быть в пределах 0,45…0,55 мм; предварительное натяжение пружины корректора для СМД-64 – $5^{+0,3}$ Н; СМД-60, СМД-62Т – $6^{+0,3}$ Н и СМД-72 – $7^{+0,3}$ Н. Для насосов НД-21 ход штока должен быть в пределах 0,38…0,55 мм, предварительный натяг пружины – 5,5 Н.

Установка и регулировка пневмокорректора.

Снимите технологическую заглушку (болт М10х1) с пневмокорректора и убедитесь, что на заданном скоростном режиме цикловая подача соответствовала табличному значению при давлении воздуха, равном 0 МПа. В случае необходимости отрегулируйте ее поворотом корпуса пневмокорректора и зафиксируйте контровочной гайкой.

Проверьте цикловую подачу на режиме максимального крутящего момента при давлении воздуха в пневмокорректоре согласно табличным данным. При несоответствии измените затяжку пружины пневмокорректора.

Установка винта ограничения выключения подачи.

Установите рычаг **7** управления на упор в винт ограничения выключения подачи, и при частоте вращения привода стенда равной 150 мин$^{-1}$ заворачивайте его до начала заметного движения поводка дозатора в сторону увеличения подачи. После этого проверьте отсутствие подачи топлива насосом через форсунки на всех скоростных режимах и законтрите винт контргайкой.

Пломбирование ТНВД.

Пломбы в количестве 2-х штук установите: на два болта бокового лючка насоса; на болт защитного колпачка болтов скоростного режима, два болта крышки регулятора, корпус корректора и корпус пневмокорректора.

1.4. Регулирование ТНВД Ярославского завода ТА (серия ЯМЗ).

Если положение регулировочных винтов при разборке было изменено, то при сборке регулятора винты необходимо установить следующим образом:

- торец регулировочного винта-ограничителя подачи в крышке должен быть совмещен с торцом внутренней поверхности бобышки крышки регулятора;
- регулировочный винт **1** (рис. 5) кулисы **2** должен быть вывернут, но его торец не должен выступать над поверхностью фланца крышки регулятора;
- болт **17** минимальных чисел оборотов холостого хода и болт **15** максимального скоростного режима должны быть вывернуты не до конца, расстояние между торцами болтов и бобышек должно быть равно 7…8 мм;
- выступание торца головки регулировочного болта **24** номинальной подачи над торцом бобышки рычага **19** регулятора должно быть в пределах 12,7…13,3 мм;
- регулировочный винт **21** двуплечего рычага **20** должен выступать над бобышкой в сторону рычага **19** регулятора на 1…1,5 мм.

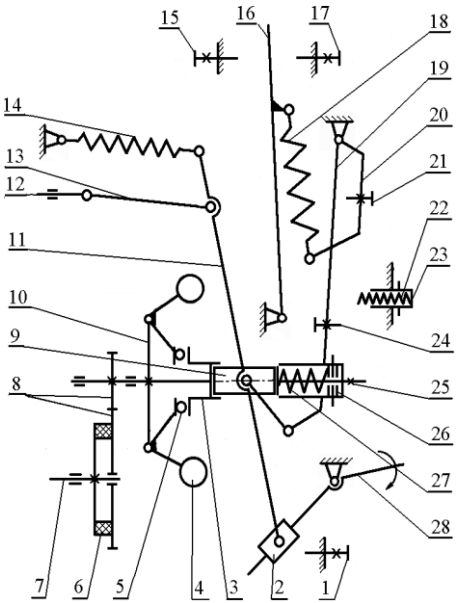


Рис.4 Схема регулятора ЯЗТА. 1-винт кулисы; 2-кулиса; 3-муфта грузов; 4-грузики; 5-подшипник; 6-демпфер; 7-кулачковый вал; 8-шестерни привода; 9-упорная пята; 10-державка грузов; 11-рычаг тяги; 12-тяга рейки; 13-рейка ТНВД; 14-пружина пускового обогатителя; 15-болт максимальной частоты вращения; 16-рычаг управления; 17-болт ограничения минимальных оборотов; 18-пружина регулятора; 19-рычаг регулятора; 20-двуплечий рычаг; 21-винт двуплечего рычага; 22-буферная пружина; 23-корпус буферной пружины; 24-болт номинальной подачи; 25-гайка хода штока корректора; 26-регулировочная шайба натяжения пружины корректора; 27-пружина корректора; 28-скоба остановки двигателя

Проверка герметичности и давления открытия нагнетательных клапанов.

К впускному каналу головки топливного насоса высокого давления подключите топливоподкачивающий насос стенда, выпускной канал перекройте пробкой. К штуцерам насосных секций подсоедините гибкие трубопроводы (сливные трубки).

Топливоподкачивающим насосом стенда подайте в головку ТНВД топливо под давлением 0,17...0,2 МПа при положении рычага **28** (рис.4), соответствующем выключенной подаче. Течь топлива из сливных трубок ТНВД в течении 2 минут с момента подачи топлива не допускается. В противном случае, при исправной пружине нагнетательного клапана, замените нагнетательный клапан в сборе с корпусом. Возможна притирка конусных поверхностей клапана и корпуса притирочными пастами. При этом не допускается попадание пасты на направляющую поверхность корпуса (седла) клапана.

При положении рычага **28**, соответствующем выключенной подаче, постепенно увеличивая давление, создаваемое топливоподкачивающим насосом стенда, наблюдайте, при каком давлении происходит открытие нагнетательных клапанов (начинается истечение топлива из сливных трубок). Давление открытия нагнетательных клапанов должно находиться в пределах 0,9...1,1 МПа. В случае несоответствия замените пружину нагнетательного клапана. Рекомендуется также заменить уплотнительное кольцо корпуса (седла) нагнетательного клапана. Затяните нажимной штуцер с усилием 80...90 Н·м.

Определение и регулирование угла геометрического начала подачи топлива.

Регулировка геометрического угла начала подачи топлива производится на стенде, имеющем совмещенный с валом привода градуированный диск с ценой деления не более 1° и нониусом (модуль нониуса 1/6°=10').

При проверке геометрического угла начала подачи топлива необходимо определить симметричный или несимметричный профиль кулачка имеет испытуемый ТНВД. Обычно профиль кулачка видно через люк подкачивающего насоса или определяется по скорости подъема плунжера при вращении привода стенда в разные стороны. Если профиль кулачков ТНВД является несимметричным, порядок регулировки угла начала подачи топлива первой секцией этих ТНВД отличается и изложен ниже.

Угол начала подачи топлива ТНВД с симметричным профилем определяется по моменту начала движения топлива в моментоскопе, присоединенном к нажимному штуцеру насоса. При этом необходимо, чтобы в головке ТНВД поддерживалось избыточное давление в пределах 0,04…0,1 МПа.

Для проверки угла рычаг **16** установите на упор в болт **15**. На штуцер первой секции закрепите моментоскоп, наполните его топливом на ½ высоты и, наблюдая за уровнем топлива в трубке, поверните привод вала в направлении вращения часовой стрелки. В момент начала движения топлива зафиксируйте показания на градуированном диске. Затем поверните привод вала против хода часовой стрелки и вновь зафиксируйте показания на градуированном диске в момент начала движения топлива в трубке моментоскопа.

Число градусов, заключенное между полученными двумя делениями на градуированном диске стенда, разделите пополам и найдите среднее значение. Оно должно совпадать с точностью ±1° с табличным значением геометрического угла начала подачи топлива (для серии ЯМЗ угол равен 38°). В случае несоответствия полученного значения с табличным, произведите регулировку заворачивая или выворачивая болт толкателя. Выворачивание болта приводит к увеличению угла геометрического начала подачи топлива.

В момент начала нагнетания топлива первой секцией несовпадение рисок на указателе начала нагнетания топлива и на муфте опережения впрыска топлива не должно превышать 0,5°. В противном случае старую метку зачеканить и нанести новую.

Начало подачи топлива следующей секции (согласно порядку работы секций) должно происходить в соответствии с таблицей, представленной ниже.

Регулировочные болты толкателей законтрите контргайками.

После окончательной регулировки по началу подачи топлива секциями ТНВД необходимо проверить наличие зазора между плунжером и седлом нагнетательного клапана каждой секции в верхнем положении плунжера, который должен быть не менее 0,2 мм. При отсутствии указанного зазора необходимо провести дефектовку плунжерной пары, толкателя ТНВД, кулачкового вала и его подшипников.

В ТНВД с несимметричным профилем кулачка геометрический угол начала подачи топлива первой секцией оценивается величиной хода плунжера от начала его подъема до начала нагнетания топлива.

Порядок работы секций:

четырехцилиндрового двигатепя

Секция	1	3	4	2
Угол поворота, град	0	90	180	270
Цилиндр	1	3	4	2

шестицилиндрового двигатепя

Секция	1	4	2	5	3	6
Угол поворота, град	0	45	120	165	240	285
Цилиндр	1	4	2	5	3	6

восьмицилиндрового двигатепя

Секция	1	3	6	2	4	5	7	8
Угол поворота, град	0	45	90	135	180	225	270	315
Цилиндр	1	5	4	2	6	3	7	8

двенадцатицилиндрового двигатепя

Секция	12	1	4	9	8	5	2	11	10	3	6	7
Угол поворота, град	0	22,5	60	82,5	120	142,5	180	202,5	240	262,5	300	322,5
Цилиндр	1	12	5	8	3	10	6	7	2	11	4	9

Для регулировки угла начала подачи топлива необходимо вывернуть нажимной штуцер подвода топлива первой секции ТНВД, вынуть из седла нагнетательный клапан. Вместо штуцера установите специальное приспособление, представляющее собой индикаторную головку часового типа.

Поворачивая привод стенда определите нижнее положение плунжера и установите шкалу индикаторной головки на "0", затем, вращая кулачковый вал в соответствии с направлением вращения при работе на двигателе, по показаниям шкалы индикаторной головки установите ход плунжера в соответствии с таблицей 5.4. Зафиксируйте соответствующее этому положению кулачкового вала значение угла на градуировочном диске стенда.

Снимите специальное приспособление и установив нагнетательный клапан, пружину и нажимной штуцер затяните последний с усилием 80...90 Н·м. Установите на проверяемую секцию моментоскоп. Вращая привод стенда по часовой стрелке заполните его топливом и найдите положение кулачкового вала при котором начинается подача топлива, определяемое по началу движения топлива в прозрачной трубке моментоскопа. Соответствующее ему значение угла по градуировочному диску должно совпадать с зафиксированным ранее.

При необходимости отрегулируйте угол начала подачи топлива, заворачивая или выворачивая регулировочный болт толкателя ТНВД. При уменьшении выступания регулировочного болта ход плунжера от его нижнего положения до начала подачи увеличивается.

Регулировка угла начала подачи топлива остальными секциями ТНВД с несимметричным профилем не отличается от регулировки угла начала подачи топлива ТНВД с симметричным профилем.

После окончательной регулировки по началу подачи топлива секциями ТНВД необходимо проверить наличие зазора между плунжером и седлом нагнетательного клапана каждой секции в верхнем положении плунжера, который должен быть не менее 0,2 мм. При отсутствии указанного зазора необходимо провести дефектовку плунжерной пары, толкателя ТНВД, кулачкового вала и его подшипников.

Установка положения винта кулисы.

Поверните рычаг **16** управления регулятором до упора в болт **17** минимальной частоты вращения холостого хода и при частоте 450…500 мин$^{-1}$ установите винтом **1** кулисы запас хода рейки, равный 0,5…1 мм после полного выключения подачи.

Настройка начала действия регулятора.

Началом действия регулятора считается такая частота вращения кулачкового вала насоса, при которой происходит начало отрыва головки болта **24** от оси рычага **16**.

Рычаг **16** установите на упор в болт **15** и постепенно увеличивайте частоту вращения вала стенда. Начало отхода болта **24** достаточно точно фиксируется попеременным нажатием пальца руки на рычаг **19** в сторону насоса. Появление зазора укажет на момент начала действия регулятора. В этот момент зафиксируйте частоту вращения вала.

При несовпадении частоты начала действия регулятора с табличными данными измените положение болта **15**. При выворачивании болта **15** частота начала действия регулятора увеличивается.

Регулировка винта номинальной подачи.

Поверните рычаг **16** управления до упора в болт **15** максимального скоростного режима и при номинальной частоте вращения кулачкового вала насоса вращением регулировочного болта **24** номинальной подачи, установленного на рычаге **19** регулятора установите рейку в положение, отличающееся от крайне выдвинутого положения на 13±0,2 мм.

Регулирование подачи топлива и ее равномерности на номинальном скоростном режиме.

Давление топлива на впуске в ТНВД должно лежать в пределах 0,07 ...0,12 МПа. Установите номинальную частоту вращения, рычаг **16** поверните до упора в болт **15**. В случае несоответствия цикловой подачи табличным значениям регулирование подачи топлива проводите изменяя положение поворотной втулки плунжера относительно зубчатого сектора, предварительно ослабив затяжку стяжного винта зубчатого сектора. Втулку поворачивают, используя специальные круглые выемки, расположенные на ее буртике. Допускаемая неравномерность подачи между секциями равна 3…7% от значения номинальной цикловой подачи в зависимости от количества секций.

Допускается изменять подачу топлива одновременно всех секций, действуя винтом **24** в пределах 0,5 оборота. В случае изменения положения винта **24**, дополнительно проверьте и, если необходимо, настройте начало действия регулятора.

Проверьте неравномерность подачи топлива по секциям при 300 мин$^{-1}$. Для этого установите рычаг **3** управления регулятором в такое положение, при котором цикловая подача будет соответствовать 20-30 мм^3/цикл. Неравномерность подачи топлива по секциям не должна превышать табличного значения (от 30 % до 50 % в зависимости от количества секций). В противном случае отдефектуйте нагнетательный клапан и плунжерную пару или замените их на подходящие по группе гидроплотности.

Настройка полного прекращения подачи топлива.

При положении рычага **16** управления на упоре в болт **15** проверьте соответствие частоты вращения полного выключения подачи топлива

табличному значению. Регулировку производите изменяя положение регулировочного винта **21** двуплечего рычага **20**, после чего вновь проверьте частоту начала действия регулятора.

Регулировка корректора.

Ход штока корректора регулируется гайкой **25** и должен лежать в пределах 0,6…0,8 мм. Усилие затяжки пружины **27** корректора регулируется шайбами **26**.

Для проверки величины хода корректора установите номинальную частоту вращения, рычаг **16** поверните до упора в болт **15**. Гайкой **25** корректора установите необходимую величину хода корректора определяемую расстоянием между ней и корпусом корректора. При этом проверьте отсутствие зазора между рычагом регулятора **19** и упорной пятой **9**.

Установите частоту вращения максимального крутящего момента. При этом гайка **25** корректора должна плотно прилегать к корпусу корректора. Если наблюдается зазор, то необходимо увеличить усилие затяжки пружины **27** корректора, добавив регулировочные шайбы **26**.

Проведите проверку цикловой подачи топлива на режиме максимального крутящего момента согласно регулировочным данным. Если подача не соответствует требуемой – отрегулируйте ход корректора гайкой **25**. Для увеличения подачи гайку отворачивайте.

После регулировки корректора проверьте номинальную цикловую подачу. Если она уменьшилась - значит пружина **27** корректора слишком затянута и ее следует ослабить, если увеличилась - восстановить подачу регулировкой болта **24** номинальной подачи. Вновь проверьте регулировку корректора.

Регулировка антикорректора.

Установите частоту вращения вала привода около 500 мин$^{-1}$, рычаг **16** установите на упор в болт **15**. Подача топлива не должна отличаться от номинальной более чем на 20%. Если подача меньше допустимой - ограничить ход антикоректора, если подача остается маленькой – проверить правильность установки хода рейки или гидроплотность плунжерных пар и нагнетательных клапанов.

Проверка пусковой подачи.

Рычаг **16** установите на упор в болт **15**. Подача топлива при 150 мин$^{-1}$ вала привода насоса должна составлять не менее 220 мм^3/цикл. Если подача меньше допустимой, проверьте состояние пусковой пружины **14** (изменение ее предварительного натяжения можно производить поворотом серьги пружины), легкость перемещения рейки **12** и величину ее хода в сторону привода.

Регулируется пусковая подача поворотом регулировочного болта на колпачке рейки, расположенного со стороны привода ТНВД. Выворачивание болта увеличивает пусковую подачу.

Если данной регулировки недостаточно, можно подрегулировать подачу винтом **1**, но только в сторону увеличения подачи топлива. После регулировки винт **1** кулисы должен быть законтрен чеканкой, а выступ скобы кулисы, ограничивающий ее ход, не должен упираться в винт крепления крышки регулятора. Затем необходимо подрегулировать номинальную подачу болтом **24** на рычаге **19** регулятора и начало действия регулятора – винтом **15.**

Регулировка винта минимального скоростного режима.

Установите крышку регулятора, поверните рычаг **16** управления до упора в болт **17** минимального скоростного режима и заворачивая корпус **23** буферной пружины установите подачу топлива в пределах 15…20 мм^3/цикл. Заворачивайте болт **17** до момента перемещения рейки после чего выверните болт на пол—оборота и законтрите. Проверьте выключение подачи скобой **28** регулятора.

Полное выключение подачи топлива должно происходить при частоте вращения привода стенда около 400 мин$^{-1}$.

Окончательная регулировка минимального скоростного режима производится непосредственно на дизеле поворотом корпуса **23** буферной пружины.

Регулировка пневмокорректора.

При упоре рычага управления в болт ограничения максимального скоростного режима установить частоту вращения около 550 мин$^{-1}$ подведите к пневмокорректору масло под давлением 0,25…0,3 МПа. Для введения его в работу поверните скобу кулисы выключив подачу топлива, после чего верните в исходное положение. При отсутствии давления воздуха на мембране подача топлива не должна измениться. Регулировку величины цикловой подачи топлива выполняйте регулировочным болтом установленным на рычаге пневмокорректора. При ввертывании болта подача увеличивается, при вывертывании – уменьшается. После регулировки болт законтрите гайкой.

Величину цикловых подач топлива при промежуточных давлениях воздуха в полости мембраны в соответствии с табличными данными регулируйте корпусом пружины пневмокорректора расположенной в задней части под колпачком. При вворачивании корпуса пружины цикловая подача уменьшается. После регулировки корпус пружины законтрите гайкой и закройте колпачком.

При необходимости замены изношенной мембраны перед разборкой нужно замерить величину выступания штока мембраны от нижнего торца гайки. После замены мембраны соберите ее со штоком с той же величиной выступания с точностью 0,1 мм, при этом западание торца золотника относительно торца поршня должно быть 0,2…0,9 мм при отсутствии зазора между торцом поршня и корпусом корректора.

Пломбирование ТНВД.

Пломбы в количестве 3-х штук установите: на два болта бокового лючка насоса; болт на колпачке рейки; два болта крышки регулятора, болт **15** максимального скоростного режима и корпус пневмокорректора.

1.5. Регулирование ТНВД Ярославского завода ДА (серии КАМАЗ)

Установка исходных размеров (рис.5).

Размер **А** - расстояние от привалочной плоскости корпуса насоса до головки болта **29** номинальной подачи; А= 55,5 ±0,2 мм.

Размер **В** - расстояние между точкой приложения пружины **11** регулятора и образующей оси **6** рычагов, В= 52 ±0,5 мм. Для правильной установки размера необходимо извлечь ось **6** за шляпку из корпуса насоса и вынуть рычаги **27** и **28** в сборе.

Размер **С** - зазор между ограничивающей гайкой **32** и корпусом насоса, С= 0,8...1,0 мм.

Размер **D** - хода штока **10** антикорректора; **D** = 0,5…0,6 мм. Усилие затяжки пружины контролировать при регулировке.

Размер **E** - хода штока **18** корректора; **E** = 0,6…0,8 мм. Усилие затяжки пружины контролировать при регулировке.

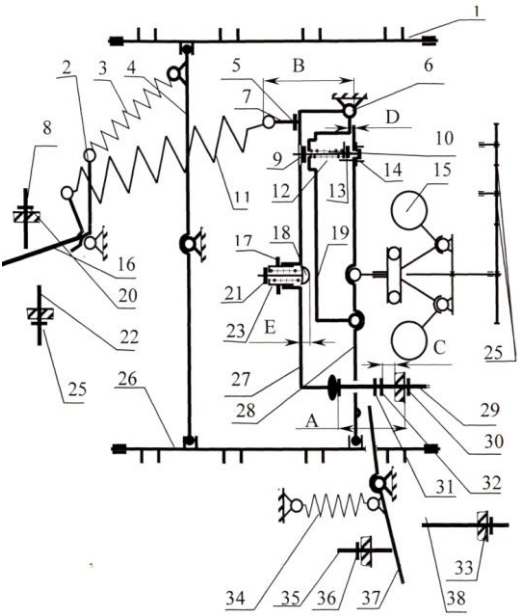


Рис.5. Схема регулятора КамАЗ. 1,26-рейка ТНВД; 2-рычаг пускового обогатителя; 3-пусковая пружина; 4-рычаг реек; 5,17,20,25,30, 31,32,33,36- гайка контровочная; 6-ось; 7-регулировочный болт; 8-болт минимальной частоты вращения; 9,21-гайка коронная; 10-болт антикорректора; 11-пружина регулятора; 12-пружина антикорректора; 13-гайка; 14-стопорная шайба;15-грузики;16-рычаг управления; 18-шток корректора; 19-рычаг антикорректора; 22-болт максимальной частоты вращения; 23-корпус корректора;24-шестерни привода регулятора; 27-основной рычаг; 28-промежуточный рычаг; 29-болт номинальной подачи; 34-возвратная пружина; 35-болт регулировки пусковой подачи; 37-рычаг останова; 38-болт ограничения хода.

Проверка герметичности и давления открытия нагнетательных клапанов.

К впускному каналу головки топливного насоса высокого давления подключите топливоподкачивающий насос стенда, выпускной канал перекройте пробкой. К штуцерам насосных секций подсоедините гибкие трубопроводы (сливные трубки).

Топливоподкачивающим насосом стенда подайте в головку ТНВД топливо под давлением 0,17...0,2 МПа при положении рычага **37**, соответствующем выключенной подаче. Течь топлива из сливных трубок ТНВД в течении 2 минут с момента подачи топлива не допускается. В противном случае, при исправной пружине нагнетательного клапана, замените нагнетательный клапан в сборе с корпусом. Возможна притирка конусных поверхностей клапана и корпуса притирочными пастами. При этом не допускается попадание пасты на направляющую поверхность корпуса (седла) клапана.

При положении рычага **37**, соответствующем выключенной подаче, постепенно увеличивая давление, создаваемое топливоподкачивающим насосом стенда, наблюдайте, при каком давлении происходит открытие нагнетательных клапанов (начинается истечение топлива из сливных трубок). Давление открытия нагнетательных клапанов должно находиться в пределах 0,9...1,1 МПа. В случае несоответствия замените пружину нагнетательного клапана. Рекомендуется также заменить уплотнительное кольцо корпуса (седла) нагнетательного клапана. Затяните нажимной штуцер с усилием 100...120 Н·м.

Определение и регулирование угла геометрического начала подачи топлива.

Регулировка геометрического угла начала подачи топлива производится на стенде, имеющем совмещенный с валом привода градуированный диск с ценой деления не более 1° и нониусом (модуль нониуса 1/6°=10′).

При проверке геометрического угла начала подачи топлива необходимо определить симметричный или несимметричный профиль кулачка имеет испытуемый ТНВД. Обычно профиль кулачка видно через люк подкачивающего насоса или определяется по скорости подъема плунжера при вращении привода стенда в разные стороны. Если профиль кулачков ТНВД является несимметричным, порядок регулировки угла начала подачи топлива первой секцией этих ТНВД отличается и изложен ниже.

Угол начала подачи топлива ТНВД с симметричным профилем определяется по моменту начала движения топлива в моментоскопе, присоединенном к нажимному штуцеру насоса. При этом необходимо, чтобы в головке ТНВД поддерживалось избыточное давление в пределах 0,04…0,1 МПа.

Для проверки угла рычаг **16** установите на упор в болт **22**. На штуцер восьмой (десятой) секции закрепите моментоскоп, наполните его топливом на ½ высоты и, наблюдая за уровнем топлива в трубке, поверните привод вала в направлении вращения часовой стрелки. В момент начала движения топлива зафиксируйте показания на градуированном диске. Затем поверните привод вала против хода часовой стрелки и вновь зафиксируйте показания на градуированном диске в момент начала движения топлива в трубке моментоскопа.

Число градусов, заключенное между полученными двумя делениями на градуированном диске стенда, разделите пополам и найдите среднее значение. Оно должно совпадать с точностью ±0,35° с табличным значением геометрического угла начала подачи топлива (для серии 33 угол равен 42,5° за исключением 33-02, 335 и 335-10 – 40,5°; 33-10 – 41,5°). В случае несоответствия полученного значения с табличным, производят регулировку, изменяя толщину пяты толкателя плунжера. Увеличение толщины пяты толкателя на 0,05 мм приводит к увеличению угла геометрического начала подачи топлива на 0,2°. Номер размерной группы нанесен на нерабочей поверхности пяты толкателя.

Таблица 5.1 Размерные группы пят по толщине

Номер группы	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Толщина, мм	3,60	3,65	3,70	3,75	3,80	3,85	3,90	3,95	4,00	4,05	4,10	4,15	4,20	4,25	4,30	4,35	4,40	4,45	4,50

В ТНВД с несимметричным профилем кулачка геометрический угол начала подачи топлива первой секцией оценивается величиной хода плунжера от начала его подъема до начала нагнетания топлива.

Для регулировки угла начала подачи топлива необходимо вывернуть нажимной штуцер подвода топлива восьмой (десятой) секции ТНВД, вынуть из седла нагнетательный клапан. Вместо штуцера установите специальное приспособление, представляющее собой индикаторную головку часового типа.

Поворачивая привод стенда определите нижнее положение плунжера и установите шкалу индикаторной головки на "0", затем, вращая кулачковый вал в соответствии с направлением вращения при работе на двигателе, по показаниям шкалы индикаторной головки установите ход плунжера соответствующий табличному значению (для моделей 332 ход плунжера равен 4,85±0,05 мм.; 337 - 5,65± ±0,05 мм.). Зафиксируйте соответствующее этому положению кулачкового вала значение угла на градуировочном диске стенда.

Снимите специальное приспособление и установив нагнетательный клапан, пружину и нажимной штуцер затяните последний с усилием 100...120 Н·м. Установите на проверяемую секцию моментоскоп. Вращая привод стенда по часовой стрелке заполните его топливом и найдите положение кулачкового вала при котором начинается подача топлива, определяемое по началу движения топлива в прозрачной трубке моментоскопа. Соответствующее ему значение угла по градуировочному диску должно совпадать с зафиксированным ранее.

При необходимости отрегулируйте угол начала подачи топлива, изменяя толщину пяты толкателя плунжера. Увеличение толщины пяты толкателя на 0,05 мм приводит к увеличению угла геометрического начала подачи топлива на 0,2°. Номер размерной группы нанесен на нерабочей поверхности пяты толкателя.

Начало подачи топлива следующих секций (согласно порядку их работы) должно происходить в соответствии с таблицей представленной ниже.

Порядок работы секций: *восьмицилиндрового двигателя*

Секция	8	4	5	7	3	6	2	1
Угол, град	0	45	90	135	180	225	270	315
Цилиндр	1	5	4	2	6	3	7	8

десятицилиндрового двигателя

Секция	10	5	6	1	9	4	8	3	7	2
Угол, град	243	288	315	0	27	72	95	144	171	216
Цилиндр	1	6	5	10	2	7	3	8	4	9

В момент начала нагнетания топлива восьмой (десятой) секцией несовпадение рисок на корпусе ТНВД и на муфте опережения впрыска топлива не должно превышать 0,5°. В противном случае старую метку зачеканить и нанести новую.

Настройка начала действия регулятора.

Началом действия регулятора считается такая частота вращения кулачкового вала насоса, при которой происходит начало отрыва рычага **27** от головки болта **29**.

Рычаг **16** установите на упор в болт **22** и постепенно увеличивайте частоту вращения вала стенда. Начало отхода рычага **27** достаточно точно фиксируется по началу перемещения рейки **1**, контролируемого через отверстие для демонтажа рейки. Следите за тем, чтобы рейка не вышла из направляющей! При несовпадении частоты начала действия регулятора с табличными данными измените положение болта **22**. При выворачивании болта **22** частота начала действия регулятора увеличивается.

Регулирование подачи топлива и ее равномерности на номинальном скоростном режиме.

Давление топлива на впуске в ТНВД должно лежать в пределах 0,06...

0,08 МПа. Установите номинальную частоту вращения, рычаг **16** поверните до упора в болт **22**. В случае несоответствия цикловой подачи табличным значениям регулирование подачи топлива проводите поворотом фланца насосной секции, предварительно ослабив затяжку гайки топливопровода высокого давления и гаек крепления фланца. Гайки крепления фланца секции затяните моментом 25...30 Н·м.

Допускается изменять подачу топлива одновременно всех секций, действуя винтом **29** в пределах зазора **С**. В этом случае дополнительно проверьте и, если необходимо, настройте начало действия регулятора. Допускаемая неравномерность подачи между секциями равна 5% от значения номинальной цикловой подачи.

Проверьте неравномерность подачи топлива по секциям при 300 мин$^{-1}$. Для этого установите рычаг **16** управления регулятором в такое положение, при котором цикловая подача будет соответствовать 20-30 мм^3/цикл. Неравномерность подачи топлива по секциям не должна превышать 35 %. В противном случае отдефектуйте нагнетательный клапан и плунжерную пару или замените их на подходящие по группе гидроплотности.

Настройка полного отключения подачи топлива.

Рычаг **16** устанавливают на упор в болт **22**. Полное отключение подачи топлива должно происходить при частоте 1490...1550 мин$^{-1}$. В противном случае замените пружину **11** регулятора и регулировку начните с настройки начала действия регулятора.

Рычаг **16** установите на упор в болт **8**. Полное выключение подачи топлива должно происходить при частоте 350...400 мин$^{-1}$. Регулировку проводят болтом **8**, заворачивая его для увеличения частоты выключения подачи топлива.

Регулировка корректора и антикорректора.

Регулировку проводите при снятой крышке регулятора. Для этого установите частоту вращения привода стенда равную 600 мин$^{-1}$, а рычаг **27** прижмите до упора в болт **29**. Проверьте щупом установленные зазоры **D** = 0,5…0,6 мм. (между промежуточным рычагом **28** и рычагом **19** антикорректора) и **E** = 0,6…0,8 мм. (между основным рычагом **27** и рычагом **19** антикорректора). Плавно поднимите частоту вращения до 900 мин$^{-1}$ при этом зазор **D** должен исчезнуть, а зазор **E** изменяться не должен. При частоте вращения 1250 мин$^{-1}$ рычаги **19**, **27** и **28** должны соприкасаться. В противном случае измените усилие соответствующей пружины. Усилие затяжки пружины корректора **23** изменяйте гайкой **21**, пружины **12** антикорректора – гайкой **13**. После регулировки гайки зашплинтуйте.

Замерьте цикловую подачу топлива на режимах работы корректора и антикорректора. В случае несоответствия табличным данным отрегулируйте ход, соответственно, корректора (поворотом корпуса **23**) или антикорректора (гайкой **9**). После регулировки проверьте номинальную цикловую подачу топлива.

Регулировка пусковой подачи.

Рычаг **16** установите на упор в болт **22**. Подача топлива при 100 мин$^{-1}$ вала привода насоса должна составлять 19,5...21 см^3 за 100 циклов. Регулировку пусковой подачи производят болтом **35** выворачивая его для увеличения подачи. Если подача меньше допустимой, проверяют состояние пусковой пружины **3**, легкость перемещения рейки **7**.

Регулировка хода рычага останова.

Рычаг **16** установите на упор в болт **22**, а рычаг **37** - в болт **38**. При частоте вращения привода стенда равной 100…150 мин$^{-1}$ заворачивайте болт **38** до появления подачи топлива, после чего выверните на 1 оборот и законтрите. Проверьте отсутствие подачи топлива во всем скоростном диапазоне работы ТНВД.

Пломбирование ТНВД.

Пломбы в количестве 2-х штук установите: по одной на винт защитной крышки секций ТНВД, болт крышки регулятора и на болт **25** максимального скоростного режима (болт **33** ограничения хода рычага останова).

1.6. Регулирование ТНВД Челябинского ТЗ (серия ЧТЗ)

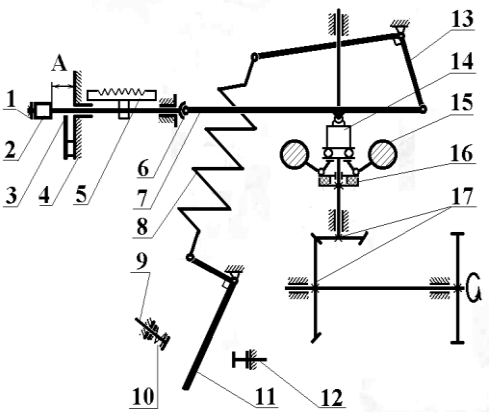


Рис.6. Схема регулятора ЧТЗ. 1-гайка контровочная; 2-муфта регулировочная; 3-пружина корректора; 4-корпус ТНВД; 5-рейка ТНВД; 6-кольцо тяги рейки; 7-тяга; 8-пружина регулятора; 9-болт минимального скоростного режима; 10-пружина упора; 11-рычаг управления; 12- болт максимального скоростного режима; 13-двуплечий рычаг; 14-муфта грузиков; 15-грузики; 16-демпферы; 17-шестерни привода регулятора.

Проверка герметичности и давления открытия нагнетательных клапанов.

К впускному каналу головки топливного насоса высокого давления подключите топливоподкачивающий насос стенда, к штуцерам насосных секций подсоедините гибкие трубопроводы (сливные трубки).

Топливоподкачивающим насосом стенда подайте в головку ТНВД топливо под давлением 0,17...0,2 МПа при положении рычага **11** (рис.6), соответствующем выключенной подаче. Течь топлива из сливных трубок ТНВД в течении 2 минут с момента подачи топлива не допускается. В противном случае, при исправной пружине нагнетательного клапана, замените нагнетательный клапан в сборе с корпусом. Возможна притирка конусных поверхностей клапана и корпуса притирочными пастами. При этом не допускается попадание пасты на направляющую поверхность клапана.

При положении рычага **11**, соответствующем выключенной подаче, постепенно увеличивая давление, создаваемое топливоподкачивающим насосом стенда, наблюдайте, при каком давлении происходит открытие нагнетательных клапанов (начинается истечение топлива из сливных трубок). Давление открытия нагнетательных клапанов должно находиться в пределах 1,2...1,6 МПа. В случае несоответствия замените пружину нагнетательного клапана.

Регулирование угла геометрического начала подачи топлива.

Регулировка геометрического угла начала подачи топлива производится на стенде, имеющем совмещенный с валом привода градуированный диск с ценой деления не более 1° и нониусом (модуль нониуса 1/6°=10′).

При проверке геометрического угла начала подачи топлива необходимо определить симметричный или несимметричный профиль кулачка имеет испытуемый ТНВД. Это можно выяснить по скорости подъема плунжера при вращении привода стенда в разные стороны. Если профиль кулачков ТНВД является несимметричным, порядок регулировки угла начала подачи топлива первой секцией этих ТНВД отличается и изложен ниже.

Угол начала подачи топлива ТНВД с симметричным профилем (для двигателя Д-108) определяется по моменту начала движения топлива в моментоскопе, присоединенном к нажимному штуцеру насоса. При этом необходимо, чтобы в головке ТНВД поддерживалось избыточное давление в пределах 0,04…0,1 МПа.

Для проверки угла рычаг **11** установите на упор в болт **12**. На штуцер первой секции закрепите моментоскоп, наполните его топливом на ½ высоты и, наблюдая за уровнем топлива в трубке, поверните привод вала в направлении вращения часовой стрелки. В момент начала движения топлива зафиксируйте показания на градуированном диске. Затем поверните привод вала против хода часовой стрелки и вновь зафиксируйте показания на градуированном диске в момент начала движения топлива в трубке моментоскопа.

Число градусов, заключенное между полученными двумя делениями на градуированном диске стенда, разделите пополам и найдите среднее значение. Оно должно совпадать с точностью ±1° с табличным значением геометрического угла начала подачи топлива (для ТНВД двигателя Д-108 угол равен 32°). В случае несоответствия полученного значения с табличным, произведите регулировку заворачивая или выворачивая болт толкателя. Выворачивание болта приводит к увеличению угла геометрического начала подачи топлива.

Начало подачи топлива следующей секции (согласно порядку работы секций) должно происходить через 90° поворота кулачкового вала ТНВД.

Регулировочные болты толкателей законтрите контргайками.

После окончательной регулировки по началу подачи топлива секциями ТНВД необходимо проверить наличие зазора между плунжером и седлом нагнетательного клапана каждой секции в верхнем положении плунжера, который должен быть не менее 0,2 мм. При отсутствии указанного зазора необходимо провести дефектовку плунжерной пары, толкателя ТНВД, кулачкового вала и его подшипников.

В ТНВД с несимметричным профилем кулачка (для дизелей Д-130, Д-160) геометрический угол начала подачи топлива первой секцией оценивается расстоянием от торца плунжера до верхней привалочной плоскости насоса перед установкой его на стенд.

Для регулировки угла начала подачи топлива необходимо установить шестерню привода ТНВД так, чтобы расстояние от средины впадины зубьев, отмеченных кернером и цифрой 1, до боковой (левой, если смотреть со стороны привода) привалочной плоскости корпуса регулятора было равно 74±0,4 мм. При этом расстояние от верхней привалочной плоскости насоса до опорного хвостовика толкателя 1 секции должен быть равен 45,5±0,05 мм.

При необходимости отрегулируйте положение хвостовика, заворачивая его или выворачивая.

Регулировка угла начала подачи топлива остальными секциями, относительно 1 секции производится с помощью моментоскопа и не отличается от регулировки ТНВД с симметричным профилем.

После окончательной регулировки угла начала подачи топлива секциями ТНВД необходимо проверить наличие зазора между плунжером и седлом нагнетательного клапана каждой секции в верхнем положении плунжера, который должен быть не менее 0,2 мм. При отсутствии указанного зазора необходимо провести дефектовку плунжерной пары, толкателя ТНВД, кулачкового вала и его подшипников.

Установка максимального вылета тяги рейки.

Максимальный вылет тяги **5** рейки (расстояние **А** от торца регулировочной муфты **2** до задней плоскости корпуса насоса) измеряется при положении рычага **11**, соответствующем выключенной подаче. Кольцо **6** тяги при этом должно упираться в корпус насоса. Вылет тяги **5** рейки равен 30,8±0,2 мм. для ТНВД дизеля Д-108 и 26,5±0,2 мм. для дизеля Д-130 и Д-160 и регулируется перемещением муфты **2**, после чего фиксируется контргайкой **1**.

Настройка начала действия регулятора.

Началом действия регулятора считается такая частота вращения кулачкового вала насоса, при которой муфта **2** начинает отходить от пружины **3** корректора.

Рычаг **11** установите на упор в болт **12** и постепенно увеличивайте частоту вращения вала стенда. Начало отхода муфты **2** достаточно точно фиксируется попеременным нажатием пальца руки на тягу **5** рейки в сторону привода насоса. Появление зазора укажет на момент начала действия регулятора. В этот момент зафиксируйте частоту вращения вала.

При несовпадении частоты начала действия регулятора с табличными данными измените положение болта **12**. При выворачивании болта **12** частота начала действия регулятора увеличивается.

Регулирование номинальной подачи топлива и ее равномерности по секциям.

Давление топлива на впуске в ТНВД должно лежать в пределах 0,07...0,12 МПа. Подложите под пружину **3** щуп толщиной $2{,}8_{-0{,}025}$ мм. для ТНВД дизеля Д-108 и Д-160 и $3{,}6_{-0{,}03}$ мм. для дизеля Д-160Б. Установите номинальную частоту вращения, рычаг **11** поверните до упора в болт **12**. В случае несоответствия цикловой подачи табличным значениям, регулирование подачи топлива проводите изменяя положение плунжера относительно зубчатого сектора, предварительно ослабив затяжку стяжного винта зубчатого сектора. Плунжер поворачивают, используя специальные плоские лыски, выполненные «под ключ». Допускаемая неравномерность подачи между секциями равна 3% от значения номинальной цикловой подачи.

Настройка полного прекращения подачи топлива.

При положении рычага **11** управления на упоре в болт **12** проверьте соответствие частоты вращения полного выключения подачи топлива табличному значению. В противном случае замените пружину **8** регулятора и регулировку начните с настройки начала действия регулятора.

Установка упора минимальной подачи топлива.

Установите частоту вращения вала привода равной 250±20 мин$^{-1}$ и освободите рычаг **11** управления. Вращением регулировочного болта **9** установите расстояние **А** вылета тяги **5** рейки равным 18,6±0,5 мм. для ТНВД дизеля Д-108 и 13,8±0,5 мм. для дизеля Д-130 и Д-160.

Установите частоту вращения вала привода равной 500±20 мин$^{-1}$. Подача топлива второй и третьей секциями насоса должна прекратиться при вылете рейки равном 9±0,5 мм. При повороте рычага **11** управления до упора в болт **9** (пружина **10** минимальной частоты вращения сжата) подача всеми секциями должна прекратиться.

Пломбирование ТНВД.

Пломбы в количестве 2-х штук установите: на два болта бокового лючка насоса и на болт задней крышки насоса; на два болта бокового лючка регулятора насоса и на болт максимального скоростного режима.

1.7. Регулирование ТНВД для двигателей RABOMAN (серия Икарус)

Проверка герметичности и давления открытия нагнетательных клапанов.

К впускному каналу головки топливного насоса высокого давления подключите топливоподкачивающий насос стенда, выпускной канал перекройте пробкой. К штуцерам насосных секций подсоедините гибкие трубопроводы (сливные трубки).

Топливоподкачивающим насосом стенда подайте в головку ТНВД топливо под давлением 0,17...0,2 МПа при положении рычага управления, соответствующем выключенной подаче. Течь топлива из сливных трубок ТНВД в течении 2 минут с момента подачи топлива не допускается. В противном случае, при исправной пружине нагнетательного клапана, замените нагнетательный клапан в сборе с корпусом. Возможна притирка конусных поверхностей клапана и корпуса притирочными пастами. При этом не допускается попадание пасты на направляющую поверхность клапана.

Не меняя положение рычага управления, постепенно увеличивайте давление, создаваемое топливоподкачивающим насосом стенда, наблюдая, при каком давлении происходит открытие нагнетательных клапанов (начинается истечение топлива из сливных трубок). Давление открытия нагнетательных клапанов должно находиться в пределах 1,0...1,3 МПа. В случае несоответствия замените пружину нагнетательного клапана. Рекомендуется также заменить уплотнительное кольцо корпуса (седла) нагнетательного клапана. Затяните нажимной штуцер с усилием 80...90 Н·м.

Определение и регулирование угла геометрического начала подачи топлива.

Регулировка геометрического угла начала подачи топлива производится на стенде, имеющем совмещенный с валом привода градуированный диск с ценой деления не более 1° и нониусом (модуль нониуса 1/6°=10').

Геометрический угол начала подачи топлива первой секцией оценивается величиной хода плунжера от начала его подъема до начала нагнетания топлива.

Для его регулировки необходимо вывернуть нажимной штуцер подвода топлива первой секции ТНВД, вынуть из седла нагнетательный клапан. Вместо штуцера установите специальное приспособление, представляющее собой индикаторную головку часового типа.

Поворачивая привод стенда определите нижнее положение плунжера и установите шкалу индикаторной головки на "0", затем, вращая кулачковый вал в соответствии с направлением вращения при работе на двигателе, по показаниям шкалы индикаторной головки установите ход плунжера соответствующий табличному значению (1,6±0,05 мм. у ТНВД модели YPE и 2,7±0,05 мм. у модели WSK). Зафиксируйте соответствующее этому положению кулачкового вала значение угла на градуировочном диске стенда.

Снимите специальное приспособление и установив нагнетательный клапан, пружину и нажимной штуцер затяните последний с усилием 80...90 Н·м. Установите на проверяемую секцию моментоскоп. Вращая привод стенда по часовой стрелке заполните его топливом и найдите положение кулачкового вала при котором начинается подача топлива, определяемое по началу движения топлива в прозрачной трубке моментоскопа. Соответствующее ему значение угла по градуировочному диску должно совпадать с зафиксированным ранее.

При необходимости отрегулируйте угол начала подачи топлива, заворачивая или выворачивая регулировочный болт толкателя ТНВД. При уменьшении выступания регулировочного болта ход плунжера от его нижнего положения до начала подачи увеличивается.

Начало подачи топлива следующей секции (согласно порядку работы секций) должно происходить через 60°±0,5° поворота кулачкового вала ТНВД относительно первой секции.

Регулировочные болты толкателей законтрите контргайками. После окончательной регулировки по началу подачи топлива секциями ТНВД необходимо проверить наличие зазора между плунжером и седлом нагнетательного клапана каждой секции в верхнем положении плунжера, который должен быть не менее 0,2 мм. При отсутствии указанного зазора необходимо провести дефектовку плунжерной пары, толкателя ТНВД, кулачкового вала и его подшипников.

Регулирование подачи топлива и ее равномерности.

С помощью специального приспособления и микрометра для регулирования рейки зубчатую рейку передвиньте из заднего положения (нулевой подачи) на 7 мм (для модели YPE) или 10 мм (для модели WSK) и зафиксируйте, завернув стопорный винт в специальное отверстие на корпусе ТНВД.

Установите частоту вращения вала равную 700 мин$^{-1}$, давление топлива на впуске в ТНВД должно быть 0,098 МПа. В случае несоответствия цикловой подачи табличному значению (90 мм^3/цикл) регулирование подачи топлива проводите изменяя положение поворотной втулки плунжера относительно зубчатого сектора, предварительно ослабив затяжку стяжного винта зубчатого сектора. Втулку поворачивают, используя специальные круглые выемки, расположенные на ее буртике.

Допускаемая неравномерность подачи между секциями равна 3% от значения номинальной цикловой подачи. При проверке насоса на контрольном стенде неравномерность подачи должна быть не более 6 %.

Освободите рейку топливного насоса.

Проверьте неравномерность подачи топлива по секциям при 300 мин$^{-1}$. Для этого установите рычаг управления регулятором в такое положение, при котором цикловая подача будет соответствовать 20-30 мм^3/цикл. Неравномерность подачи топлива по секциям не должна быть более 20 %. В противном случае отдефектуйте нагнетательный клапан и плунжерную пару или замените их на подходящие по группе гидроплотности.

Настройка начала действия регулятора.

Рычаг управления установите на упор в болт максимальной подачи топлива. Постепенно увеличивайте частоту вращения вала стенда. Начало действия регулятора достаточно точно фиксируется по началу движения рейки в сторону регулятора. В этот момент зафиксируйте частоту вращения вала.

При несовпадении частоты начала действия регулятора с табличными данными (1070^{+20} мин$^{-1}$), для ТНВД модели YPE измените количество регулировочных прокладок под пружиной регулятора; для модели WSK и IPM измените затяжку обоих пружин регулятора поворотом профильных гаек. Один оборот регулировочной гайки изменяет частоту начала действия регулятора на 25...35 мин$^{-1}$.

Полное выключение регулятором подачи топлива через форсунки должно происходить при максимальной частоте вращения (1200^{+20} мин$^{-1}$). В противном случае замените пружину регулятора и регулировку начните с настройки начала действия регулятора.

Установка болта упора рычага управления.

Установите рычаг управления регулятором на упор в болт максимальной подачи топлива, а частоту вращения привода стенда равную 700 мин$^{-1}$. Цикловая подача топлива должна соответствовать табличному значению (117 мм^3/цикл). При необходимости отрегулируйте вращением болта максимальной подачи топлива.

Регулировка корректора.

Установите рычаг управления регулятором на упор в болт максимальной подачи топлива, а частоту вращения привода стенда равную 1050 мин$^{-1}$. Цикловая подача топлива должна соответствовать табличному значению (118±4 мм^3/цикл).

При уменьшении частоты вращения вала до 500 мин$^{-1}$ цикловая подача топлива должна быть не ниже подачи, замеренной при 700 мин$^{-1}$, но и не должна превышать 122±4 мм^3/цикл.

Если полученные значения не соответствуют заданным - скорректируйте их путем регулировки корректора. При контроле корректора нагружайте его силой примерно 4,53Н с тем, чтобы пружина и ее тарелка заняли соответствующее положение.

Установка упора минимальной подачи топлива.

Установите частоту вращения вала привода равной 270±20 мин$^{-1}$ и освободите рычаг **11** управления. Вращением регулировочного упора минимальной подачи установите такое положение рычага управления регулятором, при котором цикловая подача топлива составляла бы 18 ±4 мм^3/ц. Зафиксируйте упор контргайкой.

При том же положении рычага управления подача топлива насосом должна прекратиться в интервале частот вращения вала от 400 до 450 мин$^{-1}$.

Проверка пусковой подачи.

Перед проверкой пусковой подачи необходимо сбросить давление топлива в головке насоса. Для этого кратковременно ослабьте штуцер подачи топлива от топливоподкачивающего насоса. Рычаг управления установите на упор в болт максимальной подачи топлива.

Подача топлива при 100 мин$^{-1}$ вала привода насоса должна составлять не менее 170 мм^3/цикл. Если подача меньше допустимой, проверьте состояние ограничительного флажка пусковой пружины, легкость перемещения рейки и величину ее хода в сторону привода.

Пломбирование ТНВД.

На модели YPE пломбы в количестве 2-х штук установите: на колпачок болта-ограничителя максимальной нагрузки и корпус насоса; на средний болт крышки муфты опережения впрыска топлива и корпус насоса.

У модели WSK пломбируйте стык колпачка болта-ограничителя максимальной нагрузки и корпуса насоса, а стопорный винт корпуса муфты закрасьте красной краской.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Оценка качества работы и регулировка форсунок.

Общие сведения.

Основные показатели качества работы форсунок и распылителей (подвижность иглы, гидроплотность, герметичность, качество распыливания, пропускная способность) и методы их проверки регламентируются ГОСТ 10579-88, ГОСТ 15059-88.

Давление начала впрыскивания, подвижность иглы, качество распыливания топлива, герметичность по запирающему конусу распылителей форсунок (также в местах уплотнений, соединений и по наружным поверхностям полости высокого давления) проверяют на стенде с ручным (механическим) приводом или аккумуляторной установке, оборудованными приспособлениями для крепления форсунки или распылителя, манометром по ГОСТ 2405 и прибором отсчета времени.

Подвижность иглы характеризует наличие необходимого зазора между направляющей поверхностью иглы и корпусом распылителя, а также отсутствие механических частиц в этом зазоре. Оценивается способностью иглы свободно двигаться под действием собственной массы в корпусе распылителя под наклоном около 45° к горизонтали.

Гидравлическая плотность - это способность сопрягающихся поверхностей сопротивляться просачиванию между ними жидкости (топлива). В некоторой мере характеризует величину зазора между направляющей поверхностью иглы и корпусом распылителя оценивается временем снижения на определенную величину давления в замкнутой системе заданного объема.

Герметичность по запирающему конусу иглы характеризует состояние запирающих конусов распылителя. Она оценивается визуально наличием или отсутствием подтеканий топлива с носка распылителя в течение определенного времени при заданном перепаде давлений.

Качество распыливания оценивается тонкостью и равномерностью распыливания (туманообразное состояние), четкостью начала и конца впрыска, правильностью топливного факела. Оно определяется визуально,

впрыскивая топливо с определенной частотой при номинальном значении давления начала впрыскивания.

Давлением начала впрыска называется такое давление топлива в системе «прибор – форсунка», при котором происходит открытие иглы форсунки и осуществляется впрыск топлива. Оно является регулировочным показателем, устанавливаемым в зависимости от марки двигателя.

Пропускная способность форсунки характеризует общее эффективное проходное сечение распыливающих отверстий и оценивается временем истечения определенного количества топлива через форсунки под постоянным давлением. По этому показателю форсунки разбивают на группы и на двигатель устанавливают форсунки одной группы.

Показатели качества работы испытуемой форсунки сравниваются с техническими условиями и, в случае несоответствия, форсунка бракуется (в условиях эксплуатации) или ремонтируется.

Подготовка испытательных стендов и форсунок.

Испытания форсунок и распылителей проводятся на профильтрованном дизельном топливе по ГОСТ 305 или технологической жидкости. вязкостью 9,9…10,9 мм^2/с

Температура окружающей среды при испытаниях форсунок и распылителей автотракторных дизелей должна быть 20^{+5}_{-2} °С. В случае проведения испытаний в температурных условиях, отличающихся от указанных, результаты испытаний следует сравнивать с результатами испытаний контрольных форсунок и распылителей, получаемых в тех же температурных условиях испытаний.

Форсунки, бывшие в эксплуатации, очистить, разобрать, промыть и провести визуальную оценку ее технического состояния.

Проверить подвижность иглы распылителя:

- предварительно смочить распылитель в дизельном топливе;
- выдвинуть иглу из корпуса распылителя на 1/3 длины направляющей части и наклонить вместе с корпусом примерно на 45° к горизонтали. При этом игла, имеющая нормальную подвижность, должна свободно опускаться в направляющую распылителя под действием собственной массы.

Проверить торцовую поверхность распылителя и корпуса форсунки (на форсунках дизеля КАМАЗ также проверяется торцевые поверхности проставки). На обеих поверхностях не должно быть вмятин и выработки. В случае необходимости вытащить установочные штифты и восстановить чистоту плоскости на шлифовальной плите. Установочные штифты заменить.

При сборке форсунок подбирают распылители в соответствии с маркой двигателя. Многодырчатые распылители устанавливаются в строго определенном положении, которое фиксируется штифтами. Гайки штифтовых распылителей затягивают с усилием 100…120 Н·м, бесштифтовых – 70…80 Н·м, контргайку регулировочного болта пружины – 100…200 Н·м, колпак форсунки – 80…100 Н·м.

Испытание и регулировка форсунок.

Собрать форсунку и установить на прибор КИ-562 (рис.7) или КИ-3333 (рис.8).

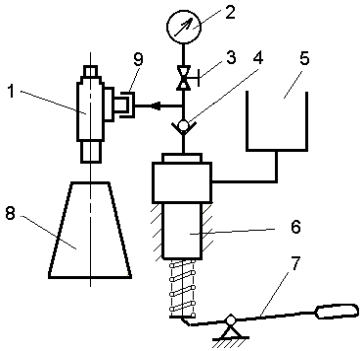


Рис.7. Схема прибора КИ-562.
1-испытуемая форсунка; 2-манометр; 3-кран; 4-обратный клапан; 5-топливный бачок; 6-насосный элемент; 7-рычаг; 8-топливоуловитель; 9-гайка.

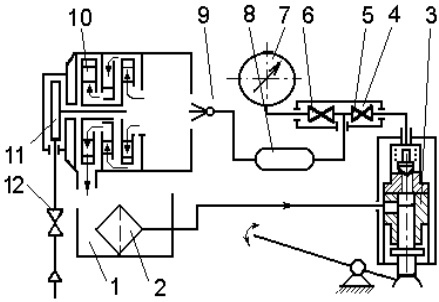


Рис.8. Схема прибора КИ-3333.
1-бак; 2-фильтр; 3-плунжерный насос; 4-клапанная коробка; 5,6-краны; 7-манометр; 8-гидроаккумулятор; 9-форсунка; 10-вентилятор; 11-воздушная турбинка; 12-кран подвода воздуха.

Проверка подвижности иглы. Подвижность иглы проверяют прокачиванием топлива или технологической жидкости через форсунку или распылитель на стенде при движении рычага при частоте впрыскиваний 30-40 в минуту или на аккумуляторной установке при повышении давления 1 – 2 МПа в секунду (одно впрыскивание за 2 с.).

Впрыскивание должно сопровождаться звуком, характерным для соответствующего конструктивного исполнения распылителя.

Допускается подвижность иглы проверять одновременно с проверкой качества распыливания.

Проверка гидроплотности по направляющей поверхности иглы. При проверке гидроплотности распылителей объем системы от нагнетательного клапана насоса до распылителя должен быть 65+5 см^3.

Перед каждым измерением гидроплотности распылителя должно быть произведено одно впрыскивание.

При проверке гидроплотности распылителей путем сравнения их с контрольными образцами, вязкость топлива или технологической жидкости, а также значение давления опрессовки должны быть указаны в рабочих чертежах, утвержденных в установленном порядке.

Гидроплотность распылителей штифтовых и бесштифтовых форсунок с небольшим диаметром корпуса 17 мм должна быть не менее 5 с. при снижении давления от 19,6 до 17,6 МПа.

Определение гидроплотности распылителя по направляющей иглы проводите в следующей последовательности:

- установите давление начала впрыска 23…24 МПа, прокачивая топливо рычагом с частотой 60-80 качаний в минуту;
- произведите одно впрыскивание;
- медленно нажимая на рычаг прибора, поднимите давление топлива до 21,5…22,2 МПа и прекратить нагнетание;

- следя за показателями манометра, включите секундомер при давлении 19,6 МПа и при 17,6 МПа его выключите. Зафиксируйте полученный результат.

Распылители делятся на группы гидроплотности с шагом в 5…6 с., при гидроплотности менее 5 с. распылители отбраковываются.

Проверка давления начала впрыскивания. Произведите впрыскивание топлива, действуя рычагом прибора с частотой 60-80 качаний в минуту.

Вращением регулировочного винта или заменой регулировочных прокладок отрегулируйте давление начала впрыска топлива в соответствии с данными таблицы по модели двигателя.

Отклонение давления начала впрыска при регулировке у форсунок автотракторных дизелей допускается с допуском только в сторону увеличения не более +0,8 МПа для форсунок с регулировочным винтом; не более +1,2 МПа для форсунок с регулировочными шайбами.

Проверка герметичности по запирающему конусу. Герметичность по запирающему конусу форсунки или распылителя проверяют созданием давления топлива, технологической жидкости или газа. Начальное давление топлива или технологической жидкости должно быть на 1—1,5 МПа меньше давления начала впрыскивания. Герметичность зависит от неплотности запорной части распылителя, зазора вдоль направляющей поверхности иглы и неплотности в сопряжении верхнего торца корпуса распылителя с нижним торцом корпуса форсунки.

При использовании распылителей, у которых угол запирающего конуса иглы меньше угла запирающего конуса распылителя, герметичность по запирающему конусу проверяют при давлении топлива или технологической жидкости в форсунке на 3—3,5 МПа меньше давления начала впрыскивания.

При хорошей герметичности запирающих конусов топливо в течение указанного времени не должно просачиваться из сопла распылителя.

Герметичность уплотнений, соединений и наружных поверхностей полости высокого давления форсунок проверяют одновременно с вышеприведенными испытаниями. Течи и увлажнения не допускаются.

Герметичность уплотнений, соединений и наружных поверхностей полости низкого давления форсунок автотракторных дизелей проверяют опрессовкой воздухом давлением не менее 0,4 МПа. Пропуск воздуха в течение 10 с. не допускается.

Проверка герметичности сопряжения запирающих конусов иглы и корпуса распылителя проводите в следующей последовательности:

- нагнетая топливо рукояткой прибора, создайте в системе «прибор – форсунка» давление, на 1,5…2,5 МПа меньше установленного давления начала впрыска;

- при данном давлении допускается появление топлива (технологической жидкости) на носике или торце распылителя, не отрывающегося под действием собственной массы в течение 15 с.

В отдельных случаях допускается восстановление герметичности сопряжения запирающих конусов иглы и корпуса распылителя используя специальные притиры и притирочные пасты. Притир непосредственно иглы и корпуса распылителя недопустим вследствие увеличения ширины фаски и ухудшения качества распыла.

Проверка качества распыливания. Качество распыливания проверяют прокачиванием топлива или технологической жидкости через форсунку или распылитель на стенде при частоте впрыскиваний 60—80 в минуту или на аккумуляторной установке при повышении давления не менее 2,5 МПа в секунду (одно впрыскивание в секунду).

Качество распыливания форсункой считается нормальным, если топливный факел не содержит заметные на глаз отдельные вылетающие капли и струи топлива (т.е. топливо должно впрыскиваться в туманообразном состоянии без сплошных струек и легко различимых местных сгущений). Для штифтовых распылителей допускается видимость стержня струи топлива. В начале и в конце впрыска не должно наблюдаться подтекания топлива в виде отдельных капель (допускается незначительное увлажнение торца распылителя непосредственно после окончания впрыска), начало и конец сопровождаться резким звуком.

У форсунок с многодырчатым распылителем топливо должно впрыскиваться равномерно из всех сопловых отверстий. Отклонение струй топлива из распыливающих отверстий бесштифтовых распылителей от заданных направлений не должно быть более ±3°.

Определение угла конуса распыла топлива штифтовой форсункой проводите в следующей последовательности:

- произведите единичный впрыск топлива на экран из плотной бумаги, размещенный перпендикулярно оси испытуемой форсунки на расстоянии 140…250 мм.;
- измерьте диаметр отпечатка топливного факела на плотной бумаге и расстояние от носка распылителя до экрана;
- по измеренным геометрическим параметрам вычислите угол конуса топливного факела.

Проверка пропускной способности форсунок и распылителей. Пропускную способность форсунок и распылителей проверяют на стенде по ГОСТ 10578 или на стенде постоянного давления или расхода, или на пневматическом стенде.

Пропускную способность проверяют на стенде по ГОСТ 10578 прокачкой топлива или технологической жидкости через форсунку или распылитель, закрепленный в форсунке от секции топливного насоса высокого давления при частоте вращения и подачи, установленных в технических условиях и (или) рабочих чертежах на форсунки или распылители конкретных типов.

Пропускную способность оценивают по значению цикловой подачи.

Отклонение значения эффективного проходного сечения или пропускной способности распылителей или сопловых наконечников от номинального значения не должно быть более ±6% при проверке на стенде постоянного давления или ±1,5% при прокачке от секции ТНВД.

Проверку пропускной способности распылителей форсунок проводите в следующей последовательности:

- установите насос 2УТНМ на стенд КИ-15711 (КИ-22205) и закрепите рейку насоса в положении номинальной подачи топлива;
- установите испытуемые форсунки в гнезда стенда;
- соедините форсунку со штуцером одной секции насоса, включите стенд и замерьте подачу топлива через форсунку в течении двух минут;

- повторите предыдущую операцию поочередно с каждой форсункой на одной и той же секции насоса;

- по измеренным подачам каждой испытанную партию форсунок разделите на группы. Внутри одной группы подача форсунок не должна отличаться друг от друга более чем на 1,5 %.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Проверка прецизионных элементов ТНВД.

Общие сведения

Основными элементами топливного насоса, определяющими как количественные, так и качественные показатели процесса впрыска, являются его прецизионные пары: плунжер с втулкой и нагнетательный клапан с седлом.

Топливные насосы многоцилиндровых двигателей должны укомплектовываться прецизионными парами, имеющими одинаковые характеристики.

Основной характеристикой плунжерных пар является гидроплотность, от которой зависят утечки топлива через зазор между плунжером и его втулкой в период впрыскивания. Гидроплотность влияет на величину цикловой подачи, геометрический угол начала подачи топлива и закон подачи топлива.

Основной характеристикой нагнетательных клапанов является герметичность, которая также характеризует утечки топлива через запирающие сопряжения в период между впрысками и влияет на стабильность остаточного давления. Остаточное давление, в свою очередь, оказывает влияние на геометрический угол начала подачи топлива, максимальное давление впрыска и величину цикловой подачи.

Методики определения гидроплотности плунжерной пары и герметичности нагнетательного клапана в принципе одинаковы: измеряется время утечки определенного количества топлива через зазор между деталями плунжерной пары и неплотности запирающих сопряжений нагнетательного клапана.

Гидроплотность плунжерных пар определяется временем перемещения плунжера относительно втулки на величину активного хода под воздействием груза, создающего в надплунжерном пространстве давление 15…20 МПа.

В соответствии с ГОСТ 25708-83 при опрессовке прецизионных элементов применяется профильтрованная технологическая жидкость (смесь дизельного топлива с маслом) вязкостью 9,9÷10,9 мм^2/с при температуре 20°С.

Возможны и другие способы оценки плотности плунжерных пар: по количеству просочившегося через зазор топлива, по продолжительности падения давления и пр. В практике применяется также метод оценки плотности по максимальному давлению, развиваемому насосной секцией на пусковом режиме определяемому с помощью максиметра, в качестве которого может быть использована обычная форсунка. При такой проверке новая плунжерная пара должна обеспечивать впрыск топлива при затяжке пружины форсунки до давления не ниже 50 МПа.

Ресурс до капитального ремонта плунжерных пар автотракторных дизелей (срок службы – для комбайновых) и ресурс до списания плунжерных пар судовых, тепловозных и примышленных дизелей высокооборотных и высокооборотных облегченной конструкции должен быть не менее ресурса до капитального ремонта дизелей, для которых они предназначены.

Гарантийный срок эксплуатации и гарантийная наработка и плунжерных пар автотракторных дизелей должны быть не менее гарантийного срока эксплуатации и гарантийной наработке дизелей, для которых они предназначены.

Плунжерные пары, предназначенные для использования в качестве запасных частей, должны иметь противокоррозионную защиту по ГОСТ 9.014, при этом плунжерные пары должны быть вложены во внутреннюю упаковку. Срок защиты плунжерных пар – не менее 30 мес.

Если плунжерные пары разделяют на группы по гидроплотности, то в одну упаковку подбирают плунжерные пары одной группы гидроплотности.

Показатели группы плотности плунжерных пар

Тип плунжерной пары	Время опрессовки, с	Группа плотности
Рядные ТНВД (ТН, УТН, ЯМЗ, КАМАЗ)	Менее 15 21 – 30 31 – 40 41 - 50	Брак I II III
Распределительные ТНВД (НД-21/2, НД-21/4, НД-22/6)	Менее 5 15 12	Брак - -

Подготовка плунжерных пар и нагнетательных клапанов.

Плунжерные пары и нагнетательные клапаны, бывшие в эксплуатации, очистить, разобрать, промыть, осмотреть детали и убедиться в отсутствии на поверхностях прецизионных пар рисок, задиров и коррозии.

Плавность передвижения плунжера во втулке следует проверять при тщательно промытых и смоченных в профильтрованном дизельном топливе или технологической жидкости деталях.

Плунжер, выдвинутый из втулки на одну треть длины рабочей цилиндрической поверхности, должен плавно и безостановочно опускаться под воздействием силы тяжести при любом угле поворота вокруг своей оси и вертикальном положении оси втулки.

Проверка гидроплотности плунжерных пар.

Гидроплотность плунжерных пар автотракторных дизелей должна быть не менее 15 с. при давлении в надплунжерном пространстве 20±1 МПа для рядных ТНВД, не менее 5 с. при падении давления в надплунжерном пространстве от 34,3 до 24,5 МПа для распределительных ТНВД.

Проверку проводите на стенде КИ-1640 (рис.9) в следующей последовательности:

- установите втулку плунжера в головку прибора и зафиксируйте направляющим винтом;
- поместите головку в корпус и затяните винтовой упор торца втулки;
- откройте кран бачка и заполните полость втулки топливом;
- убедитесь в отсутствии пузырьков воздуха в топливе и установите плунжер во втулку (при этом поводок плунжера должен входить в паз головки);
- нагрузите плунжер рычагом и в момент прикосновения рычага с торцом плунжера включите секундомер;

- наблюдайте за плавным снижением рычага вместе с плунжером и в момент их резкого падения выключите секундомер;
- повторите испытание 3 раза и определите среднеарифметическое значение гидроплотности, которое не должна отличаться от полученных в каждом опыте более чем на ±3%;
- разделите испытанные плунжерные пары на группы по их гидравлической плотности согласно рекомендациям.

При сборке ТНВД рекомендуется комплектовать их плунжерными парами одинаковой группы гидроплотности.

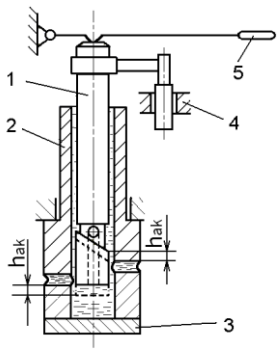


Рис.9 Схема работы прибора КИ-1640.
1,2 – испытываемый плунжер со втулкой; 3 – уплотнение (винтовой упор); 4 – фиксатор положения плунжера; 5– рычаг (груз).

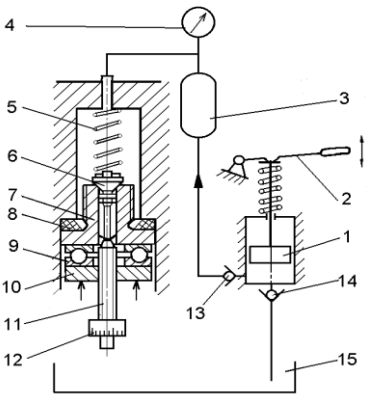


Рис.10. Схема прибора КИ-1086.
1– подкачивающий насос; 2– рукоятка; 3– гидроаккумулятор; 4– манометр; 5– пружина; 6– испытываемый клапан с седлом 7 и прокладкой 8; 9– упорный шариковый подшипник; 10– упор; 11– винт; 12– трещетка микрометрического винта; 13, 14– клапаны; 15– бак для топлива.

Проверка нагнетательных клапанов.

- установите нагнетательный клапан в сборе с седлом и прокладкой на шарикоподшипник затворного устройства прибора КИ-1086 (рис.10);
- закройте затворное устройство и затяните винтовой упор;
- убедитесь в отсутствии контакта нагнетательного клапана с винтом, вращая винт в обе стороны микрометрической головкой;
- действуя рычагом прибора поднимите давление топлива в гидроаккумуляторе до 0,85 МПа и наблюдайте за снижением давления;
- включите секундомер при давлении 0,8 МПа и выключите при давлении 0,7 МПа;
- нагнетательный клапан считается работоспособным, если измеренное время (герметичность по разгрузочному поясу и запирающему конусу) составляет более 30с.;
- приподнимите нагнетательный клапан над седлом на 0,2 мм, повернув головку микрометрического винта на 2 деления после срабатывания трещетки микрометрической головки;

- поднимите давление топлива в гидроаккумуляторе до 0,25 МПа и наблюдайте за его снижением;
- включите секундомер при давлении 0,2 МПа и выключите его при 0,1 МПа;
- по измеренному времени определите группу плотности по разгрузочному поясу.

Время падения давления при испытании для 1 группы гидроплотности по разгрузочному пояску клапана составляет 2…10 с., для 2 группы – более 10 с. Если время менее 2 с., то нагнетательный клапан подлежит выбраковке.

При сборке ТНВД рекомендуется комплектовать их нагнетательными клапанами одинаковой группы гидроплотности.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Проверка угла опережения впрыска топлива и установка ТНВД на двигатель.

Угол опережения впрыска топлива проверяют и при необходимости регулируют во время ТО-3 и установке ТНВД на дизель. Проверку производят с помощью приспособления КИ-13902 ГОСНИТИ, в которое входят моментоскоп КИ-4941, указатель с магнитом и набор шаблонов-угломеров.

Момент начала нагнетания топлива проверяют в следующей последовательности. Снимают со штуцера первой нагнетательной секции топливопровод высокого давления и устанавливают моментоскоп. Ослабляют затяжку гаек топливопроводов на остальных штуцерах топливного насоса.

В случае необходимости при помощи магнита крепят на картер двигателя около цилиндрической поверхности шкива коленчатого вала указатель.

Топливопрокачивающим насосом поднимают давление топлива в системе питания. Включают подачу топлива и прокручивают коленчатый вал до заполнения стеклянной трубки моментоскопа топливом и исчезновения пузырьков воздуха, после чего выливают часть топлива из трубки, встряхнув ее пальцем.

Наблюдая за уровнем топлива в трубке моментоскопа, прокручивают коленчатый вал по направлению вращения до момента начала подъема уровня топлива в трубке моментоскопа.

Положение коленчатого вала в этот момент должно соответствовать указанному значению в заводской инструкции.

В случае отсутствия видимых меток на шкиве коленчатого вала или маховике наносят на шкиве риску, соответствующую началу подачи топлива. Затем медленно прокручивают коленчатый вал по направлению вращения до прихода поршня первого цилиндра в ВМТ, контролируя через отверстие в головке блока под форсунку. Наносят на цилиндрической поверхности шкива коленчатого вала вторую риску, после чего измеряют с помощью шаблона угол или расстояние между рисками.

Номинальные значения угла опережения впрыска приведены в справочных данных.

4.1. Установка топливных насосов типа 6ТН-10х10, ЯМЗ, КАМАЗ.

Топливные насосы типа 6ТН-10х10, ЯМЗ, КАМАЗ устанавливаются на специальные приливы-кронштейны и жестко крепятся к двигателю без возможности осевой или продольной регулировки. Рассмотрим установку данных насосов на примере ТНВД типа 6ТН-10х10 двигателя А-01М.

Топливный насос 6ТН-10х10 крепится к двигателю А-01М через кронштейн **7** (рис. 11), привернутый четырьмя болтами **9** к боковой стенке блок-картера и зафиксированный штифтами **10**. Ложе кронштейна представляет собой часть цилиндрической поверхности, которую, для более точной соосности кулачкового вала насоса и вала его привода, обрабатывают одновременно с расточкой блока под подшипники коленчатого и распределительного валов.

В нижней части корпуса насоса выполнены два пояска, также представляющие собой части цилиндрической поверхности, которыми насос устанавливают на ложе кронштейна. Такое крепление на цилиндрических поверхностях позволяет точно зафиксировать положение оси кулачкового вала насоса и одновременно допускает некоторую самоустановку насоса путем его поворота относительно оси кулачкового вала.

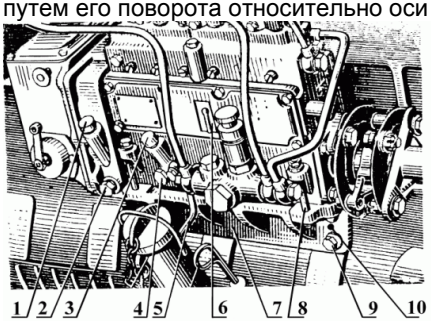


Рис.11. Установка ТНВД на двигателе А-01:
1- маслоизмерительный стержень регулятора; 2,4 - пробка сливного отверстия; 3- маслоизмерительный стержень; 5 - сливная трубка; 6 - сапун; 7 - кронштейн; 8 - болт крепления; 9 - болт; 10 - штифт.

Насос закрепляют на кронштейне четырьмя болтами **8**, пропущенными через отверстие в лапах, отлитых по бокам корпуса насоса.

Топливные насосы приводятся во вращение от коленчатого вала шестеренчатой передачей, состоящей из цилиндрических косозубых шестерен. Последней из этих шестерен является шестерня **3** (рис.12), закрепленная на вале **16** болтами **1**, ввернутыми во фланец вала.

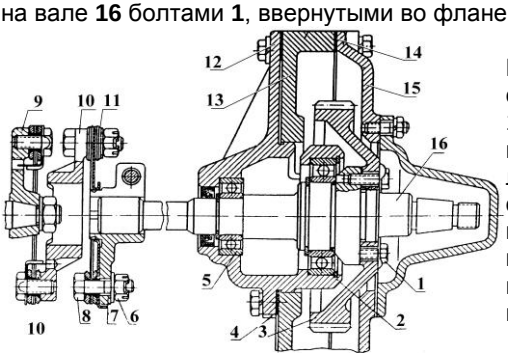


Рис.12. Привод топливного насоса двигателя А-01:
1,8 - болт; 2,5 - подшипник; 3 - шестерня привода; 4,14 – прокладка; 6 - корончатая гайка; 7 - фланец; 9 - вилка; 10 - крестовина; 11- пластины; 12 - корпус привода (букса); 13 - картер шестерен; 15 - крышка картера шестерен; 16 - вал привода.

Вал вращается в шарикоподшипниках **2** и **5**, установленных в корпусе **12**, который смонтирован в расточке, выполненной в стенке картера **13** шестерен. Вал привода насоса соединен с кулачковым валом насоса при помощи пластинчатой карданной муфты, обладающей большой крутильной жесткостью и гибкостью вдоль оси вращения. Благодаря гибкости при монтаже насоса и его привода на двигателе может быть допущена некоторая несоосность валов насоса и привода насоса (до 0,5 мм).

Соединительная муфта состоит из вилки 2 (рис.13) и фланца 7, установленных на хвостовиках кулачкового и приводного валиков. Вилка укреплена на конусе со шпонкой, с затяжкой гайкой вдоль оси валика, а фланец - на цилиндрическом конце со шпонкой и с клеммным зажимом при помощи болта 5 и шайбы 4. Полумуфта 3 состоит из стальных тонколистовых колец, соединенных при помощи болтов 11 с крестовиной 13. Крепления выполнены крест накрест. Благодаря поперечному перегибу тонколистовых колец достигается гибкость муфты.

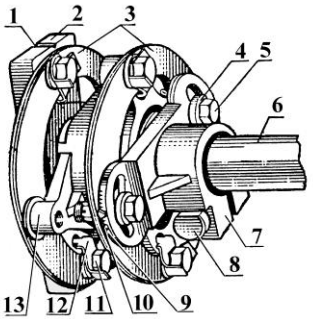


Рис.13. Соединительная муфта привода топливного насоса 6ТН-10х10:
1 - риска; 2 - вилка; 3 - полумуфта; 4 - шайба; 5, 8 и 11 - болт; 6 - вал привода; 7 - фланец; 9 - градуированная шкала; 10 - стрелка; 12 - стопорная шайба; 13 - крестовина.

Отверстия под болты во фланце 7, устанавливаемом на вале привода насоса, соединяющие фланец с пакетом колец, выполнены овальными, благодаря чему можно регулировать угол опережения подачи топлива насосом. Для облегчения этой регулировки на наружной поверхности фланца нанесены деления в градусах. Необходимо отметить, что «нулевое» деление не обязательно должно соответствовать правильной регулировке угла опережения впрыска топлива, и обычно представляет собой лишь условную градуировку в обе стороны от центра овальной прорези.

На пластине привода ТНВД (6ТН) или на муфте ОВТ (ЯМЗ и КАМАЗ) имеется риска 1, момент совмещения которой с меткой на корпусе ТНВД соответствует моменту начала впрыска топлива. Данная метка чеканится в процессе регулировки топливной аппаратуры на стенде и в случае неквалифицированного ремонта может не соответствовать заданному параметру, в связи с чем рекомендуется проводить контрольную проверку с помощью моментоскопа (как описано выше).

Коленчатый вал устанавливают в положение начала впрыска топлива - обычно 32…16 градусов пкв до ВМТ первого цилиндра (см. справочные данные) на такте сжатия в соответствии с заводской инструкцией. Иногда позицию, соответствующую номинальному углу опережения впрыска, определяют по величине угла или длине дуги на цилиндрической поверхности шкива коленчатого вала между риской и указателем ВМТ (дизель А-01М). В других случаях значение угла контролируют по шкале на переднем шкиве коленчатого вала (ЯМЗ) или по моменту фиксации маховика солдатиком (КАМАЗ).

Совмещают установочные метки на корпусе ТНВД и муфте ОВТ (пластине привода) и, удерживая вал насоса от самопроизвольного проворачивания, фиксируют фланец на приводе болтами. В случае ограниченного доступа сначала фиксируют верхний болт затем, повернув коленчатый вал на один оборот, затягивают другой болт.

Если отверстия во фланце не совпадают с отверстиями в пластине привода, необходимо проверить правильность установки шестерни 3 (рис.12) относительно коленчатого вала двигателя или радиальный люфт в приводе.

После регулировки угла опережения впрыска топлива делают контрольную проверку, для чего вновь устанавливают коленчатый вал в положение начала впрыска топлива по заводским меткам и проверяют совпадение меток на ТНВД.

4.2. Установка топливных насосов типа 4ТН, УТН, НД-21.

Топливные насосы данных типов имеют фланцевое крепление и крепятся на двигатель при помощи плиты 1 (рис.14) через прилив на тыльной стороне картера шестерен.

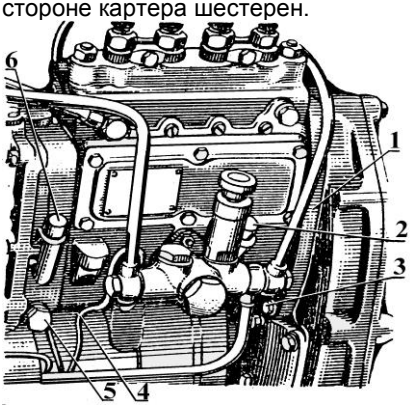


Рис.14. Установка топливного насоса типа 4ТН-10х10 на двигатель:
1 - установочная плита; 2,6 - маслоизмерительный стержень; 3 - болт; 4 - сливная трубка; 5 - пробка сливного отверстия.

Плита представляет собой переходную деталь, прикрепляемую по внутреннему периметру к торцу корпуса насоса болтами 14 (рис.15). По наружному периметру плиты просверлены отверстия для крепления насоса к приливу тыльной стороны картера шестерен. Поверх плиты к корпусу насоса прикрепляют фланец 13 с точно обработанным цилиндрическим хвостовиком.

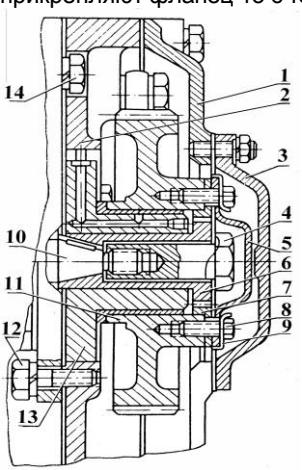


Рис.15. Привод ТНВД двигателя А-41:
1-крышка картера шестерен; 2-картер шестерен; 3-крышка; 4-глухая гайка; 5-скоба; 6-шлицевая втулка; 7-шлицевой фланец; 8,12,14-болты; 9-замковая шайба; 10-кулачковый вал; 11-шестерня привода ТНВД; 13-установочный фланец.

В установленном на двигателе топливном насосе хвостовик выступает внутрь картера шестерен и служит цапфой для установки и вращения шестерни 11 привода насоса. Каналы во фланце служат для подвода под давлением масла к шестерне привода насоса, вращающейся на цапфе.

Шестерня привода насоса соединена с кулачковым валом при помощи шлицевой втулки 6, насаженной на конусный хвостовик кулачкового вала, и регулировочного шлицевого фланца 7, прикрепленного болтами 8 к торцу шестерни привода насоса и соединяющего внутренними шлицами со шлицами втулки, выполненными на наружной поверхности бурта втулки.

Шаг отверстий на торце шестерни 1 (рис.16) и в регулировочном шлицевом диске 2 не одинаков. Это позволяет с большой точностью регулировать угол опережения поворотом диска на величину разности шагов. Точность регулировки составляет 3 градуса по углу поворота коленчатого вала.

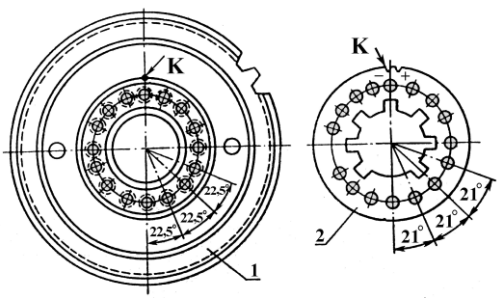


Рис.16. Расположение меток **К** и отверстий на шестерне 1 и фланце 2 ТНВД.

После установки ТНВД на двигатель топливопрокачивающим насосом поднимают давление топлива в системе питания. Включают подачу топлива и прокручивают коленчатый вал до заполнения стеклянной трубки моментоскопа топливом и исчезновения пузырьков воздуха, после чего выливают часть топлива из трубки, встряхнув ее пальцем.

Поворачивают коленчатый вал от ВМТ на 1/4 оборота против направления вращения. Затем, медленно вращая его по направлению вращения, переводят в позицию, соответствующую номинальному углу опережения впрыска, определив эту позицию по величине угла или длине дуги на цилиндрической поверхности шкива коленчатого вала между риской и указателем (А-41) или по фиксации маховика солдатиком (Д-243).

Открывают доступ к шлицевому фланцу привода топливного насоса и выворачивают болты 8 крепления фланца к шестерне 11 привода.

За гайку 4 медленно покручивают кулачковый вал топливного насоса сначала против, затем по направлению вращения до начала подъема топлива в трубке моментоскопа.

Удерживая вал насоса от самопроизвольного проворачивания, находят на шлицевом фланце 7 отверстия, совпадающие с отверстиями на шестерне 11, и фиксируют его болтами 8.

Изменение положения шайбы до следующего отверстия в шестерне топливного насоса соответствует изменению угла на 1,5° по углу поворота вала топливного насоса и на 3° - по углу поворота коленчатого вала.

После установки болтов 8 крепления шлицевого фланца проводят контрольную проверку и фиксируют их от ослабления замковой шайбой 9.

4.3. Установка топливных насосов типа НД22/6.

ТНВД типа НД22/6 также имеют фланцевое крепление, но отличаются способом регулировки угла опережения впрыска топлива.

Привод топливного насоса двигателей серии СМД-60 (-72) выполнен в двух вариантах. Они отличаются только наличием автоматической муфты изменения угла опережения впрыска топлива в тракторных модификациях.

Топливный насос приводится в действие от шестерни, которая находится в зацеплении с промежуточной шестерней блока шестерен, установленного на распределительном валу.

Шестерня с впрессованной бронзовой втулкой вращается на неподвижной опоре, закрепленной пятью болтами к картеру маховика и к щиту. Осевое усилие, возникающее в косозубом соединении привода, направлено к опоре шестерни, поэтому ее не фиксируют в противоположном осевом направлении.

Бронзовая втулка смазывается под давлением моторным маслом, которое поступает из картера маховика в опору шестерни и через канал в опоре проходит в кольцевую канавку втулки, откуда по продольным канавкам распределяется по всей ширине втулки. Часть масла поступает в центральное отверстие и впрыскивается через калиброванное отверстие (жиклер) штуцера для смазки автоматической муфты ОВТ. В двигателе СМД-64, где нет автоматической муфты, отверстие закрыто пробкой.

На торце ступицы шестерни привода топливного насоса имеется два диаметрально расположенных кулачка, которые входят в прямоугольные пазы текстолитовой шайбы. Двумя другими пазами, расположенными под углом 90°, текстолитовая шайба соединяется с кулачками автоматической муфты или кулачковой полумуфты. Такое сопряжение обеспечивает надежную работу даже при некоторой несоосности шестерни привода и вала насоса или небольшого перекоса их осей.

Текстолитовая шайба в осевом направлении поджимается спиральной пружиной к шестерне привода топливного насоса. Это предотвращает ее перекос, заклинивание и поломку вследствие большого осевого зазора (до 4 мм) между сопрягаемыми элементами этой муфты.

Автоматическая муфта (кулачковая полумуфта) закреплена на коническом конце вала топливного насоса при помощи круглой гайки.

ТНВД через установочный фланец крепят к проставке четырьмя шпильками. Отверстия в установочном фланце овальные, что позволяет регулировать угол опережения впрыска топлива поворотом топливного насоса вокруг своей оси.

Положение установочного фланца относительно насоса фиксируют по метке, совпадающей с меткой на фланце. Совпадение меток соответствует моменту перекрытия впускного отверстия во втулке плунжера его кромкой, т.е. установочному углу геометрического начала подачи топлива равному 37±1° от оси симметрии кулачка или 24°…26° от н.м.т. плунжера.

Для правильного соединения топливного насоса с шестерней привода его устанавливают по меткам (без учета меток возможна ошибка в угловом направлении на 180°). Метки нанесены на одном из кулачков автоматической муфты (кулачковой полумуфты) и на шестерне привода топливного насоса. На шестерне набита буква «Т», совпадающая с тем из пазов текстолитовой шайбы, с которым должен соединяться помеченный кулачок.

При проверке соответствия угла опережения впрыска топлива заданному закрепляют моментоскоп на штуцер ТНВД первого цилиндра и указатель на картере маховика против люка (предварительно сняв с него крышку). На лимбе маховика имеются деления, нанесенные через 1°.

Включив подачу топлива проворачивают коленчатый вал до заполнения трубки моментоскопа, после чего медленно покручивают коленчатый вал сначала против, затем по направлению вращения до начала подъема топлива в трубке моментоскопа. По делениям на маховике определяют угол опережения впрыска топлива.

Чтобы изменить угол начала подачи топлива, ослабляют гайки крепления топливного насоса к приставке, отмечают, с каким делением на лимбе приставки совпадает риска на фланце насоса. После этого топливный насос поворачивают на соответствующее количество делений по часовой стрелке (для увеличения угла начала подачи) или против. После поворота насоса затягивают гайки и проверяют угол начала подачи топлива.

4.4. Установка агрегатов топливной аппаратуры на двигатель

Форсунки устанавливают на двигатель по меткам (согласно порядку работы цилиндров), которые наносятся на наружной поверхности гайки-колпака при их испытании на безмоторном стенде с рабочим топливным насосом.

При установке форсунки на двигатель следует пользоваться новыми уплотнительными прокладками. Во избежание перекосов форсунки гайки шпилек необходимо затягивать поочередно, поворачивая каждую за один прием не более чем на одну-две грани.

После установки топливного насоса и проверки угла опережения подачи топлива на двигатель монтируют комплект трубопроводов высокого давления, соединяя форсунки в определенной последовательности со штуцерами нагнетательных секций насоса (рис.17).

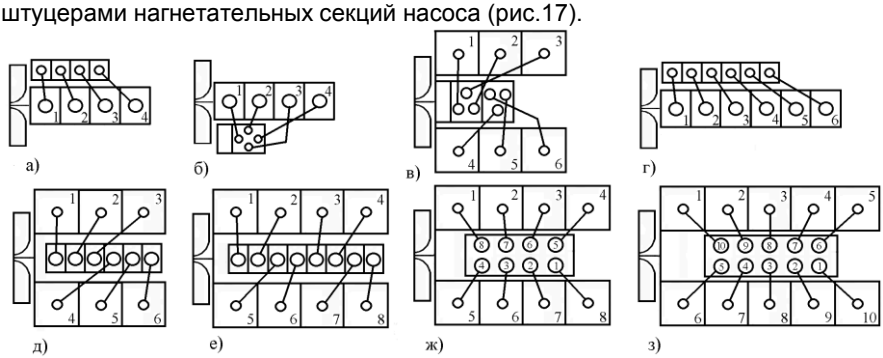


Рис.17. Схема соединения трубопроводов высокого давления двигателей:
а) Д-65Н; б) Д-144; в) СМД-60; г) А-01М; д) ЯМЗ-236; е) ЯМЗ-238Н; ж) КАМАЗ-740; з) КАМАЗ-741.