

ББК 39.354я2
Ф17
УДК [621.436 ! 629.114.2]

Рецензент канд. техн. наук В. П. Пугачев

Файнлейб Б. Н.

Ф17 Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. — 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. — 352 с.: ил.
ISBN 5-217-00911-X

В книге представлены технические характеристики, схемы и конструкции выпускаемой и перспективной отечественной и зарубежной топливной аппаратуры автотракторных дизелей, методы проектирования, расчета и выбора основных параметров, испытаний и исследований топливной аппаратуры, даны рекомендации по ее эксплуатации, приведены **характеристики** автотракторных дизелей и применяемых топлив.

Второе издание (1-е изд. 1974 г.) переработано и дополнено сведениями о САПР, методах расчета основных деталей, узлов и процессов.

Книга предназначена для **инженеров**, занимающихся разработкой, производством и **эксплуатацией** топливной аппаратуры.

Ф 2705040000—278
038 (01)—90 278—90

ББК 39.354я2

ISBN 5-217-00911-X

© Б. Н. Файнлейб, 1990

ПРЕДИСЛОВИЕ

В XIII пятилетке в сельскохозяйственном и тракторном машиностроении, а также на автомобильном транспорте дальнейшее распространение получают дизели. Топливная аппаратура (ТА) является одним из основных элементов автотракторных дизелей (АТД). Она в значительной степени предопределяет их мощностные и экономические показатели, надежность и стабильность работы, габаритные характеристики, уровень создаваемого шума, а также токсичность и дымность отработавших газов.

Разработкой, модернизацией ТА, а также ее эксплуатацией занимается широкий круг инженерно-технических работников, для которых весьма важно иметь оперативную информацию о конструкциях, методах расчета, испытаний и исследований ТА.

По сравнению с первым изданием (1974 г.) настоящая книга существенно переработана, особенно в части описания конструкций и по вопросам проектирования.

В последнее время все большее распространение находят системы автоматизированного проектирования (САПР) с применением ЭВМ, позволяющие оптимизировать параметрические решения и сократить сроки совершенствования и создания новых конструкций с более высокими технико-экономическими показателями. Во втором издании изложены концептуальные положения и описан ряд прикладных расчетных задач САПР ТА АТД, разработанной в ЦНИТА.

При описании отечественных конструкций ТА предпочтение отдавалось перспективным моделям, а при описании зарубежных конструкций — изделиям ведущих фирм в области проектирования и производства ТА. Раздел, посвященный методам испытаний ТА, дополнен кратким изложением требований к техническому обслуживанию и диагностике ТА, а также современных методов идентификации рабочего процесса дизеля, использование которых весьма эффективно при экспериментальной отработке параметров ТА.

Книга написана на основе материалов исследований ТА, проведенных в первую очередь в ЦНИТА и на заводах автотракторной промышленности, а также в ЦНИДИ, МАДИ, НАМИ, НАТИ и др.

Автор будет признателен за замечания и пожелания, которые просит направлять по адресу: 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10, Ленинградское отделение издательства «Машиностроение».

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- c_a — скорость топлива в центральном канале под конусом иглы распылителя, м/с (см/с);
 c_b — скорость истечения топлива из соплового отверстия распылителя, м/с (см/с);
 $c_{п.п}$ — перемещение плунжера при повороте вала насоса на 1° , см (мм);
 $c_{п.п.а}$, $c_{т.н.}$, $c_{т.к.}$, $c_{и}$ — скорости плунжера мгновенная, средняя за период активного хода, соответствующая ГНН и ГКН, скорость иглы, м/с (см/с);
 $d_{п.}$, $d_{к.}$, $d_{н.}$, $d_{о.}$ — диаметры плунжера, клапана, иглы распылителя, соплового отверстия распылителя, нагнетательного трубопровода (внутренний), питающего трубопровода, отверстий прямого и обратного клапанов, опорной иглы распылителя, центрального канала под конусом иглы в сопле распылителя, штифта-распылителя, наполнительных и отсечных отверстий втулки, плунжера соответственно, мм (см);
 $d_{н.}(r_{н.})$ — диаметр (радиус) начальной окружности кулачка, м (мм);
 $f_{п.}$, $f_{к.}$, $f_{н.}$, $f_{а.}$ — площади поперечных сечений плунжера, клапана, иглы и центрального канала под иглой распылителя, каналов нагнетательного и питающего трубопроводов, сопловых отверстий (суммарная), наполнительных и отсечных отверстий соответственно, см² (мм²);
 $G_{т.п}$ — массовый расход топлива через все форсунки дизеля на стенде, кг/ч;
 $h_{п.}$, $h_{п.а.}$, $h_{п.р.}$ — перемещение плунжера; плунжера за активный ход; плунжера от НМТ до положения, соответствующего периоду разгона и замедления, соответствующего ГНН и ГКН; нагнетательного клапана; нагнетательного клапана в период освобождения объема в штуцере; иглы распылителя, м (см, мм);
 $h_{п.в.}$, $h_{ГНН.}$, $h_{ГКН.}$, $h_{к.}$, $h_{н.п.}$, $h_{н.}$
 $i_{п.}$, $i_{с.}$, $i_{п.п.}$ — количество плунжеров в насосе; сопловых отверстий в распылителе; цилиндров, обслуживаемых одним или системой одновременно работающих плунжеров; кулачков на шайбе; наполнительных окон;
 $i_{к.}$, $i_{н.о.}$
 $J_{п.р.}$ — ускорения плунжера на участке разгона и замедления, м/с;
 l , $l_{тп.}$, $l_{п.}$ — длины трубопровода питающего насос, нагнетательного трубопровода и иглы распылителя, см;
 $n_{п.}$, $n_{д.}$ — частота вращения вала насоса, двигателя, мин⁻¹;
 $n_{д.н.}$, $n_{д.н.}$, $n_{д.м.}$ — частота вращения вала насоса (двигателя) на режимах: номинальном, максимального крутящего момента, холостого хода, начала действия регулятора, пуска, выключения подачи топлива, мин⁻¹;
 $n_{д.р.}$, $n_{д.р.}$, $n_{д.п.}$, $n_{д.п.}$, $n_{д.в.}$, $n_{д.в.}$
 $Рк.п.$, $Рк.о.$ — давления, соответствующие началу подъема прямого в открытию обратного нагнетательных клапанов, МПа;
 $р_{п.н.}$, $р_{п.п.}$, $р_{т.н.}$ — давления топлива в полости питания насоса, в надплунжерном пространстве, за нагнетательным клапаном насоса, перед сопловыми отверстиями распылителя (впрыски.

- вания), остаточное в нагнетательном трубопроводе, в отраженной волне у насоса, МПа;
 $р_{ф.о.}$, $р_{ф.п.}$ — давления, соответствующие началу подъема и посадки иглы распылителя (при $р_{п.} = 0$), МПа;
 $р_{ц.}$, $Т_{ц.}$, $ρ_{цв.}$ — давление, температура и плотность среды, в которую выпрыскивается топливо, МПа, К, кг/м³;
 r_p — радиус скругления профиля головки кулачка, м (мм);
 $ч$ — подача топлива через распылитель при повороте вала; насоса на 1° за один цикл (1 с), мм³;
 $s_{п.}$ — полное перемещение плунжера насоса, см (мм);
 $f_{п.}$, b — радиус и длина ролика толкателя, см (мм);
 $V_{к.р.о.}$ — объем топлива, освобождаемый грибковым клапаном при посадке в штуцере насоса или разгружаемый обратным клапаном, мм³;
 $V_{п.р.}$ — объем топлива, подаваемый плунжером за период активного хода, мм³;
 $V_{п.}$, $V_{п.н.}$, $V_{тп.}$, $V_{р.}$ — объем сжимаемого топлива над плунжером, в штуцере клапана насоса, нагнетательном трубопроводе, кармане распылителя, мм³ (см³);
 $V_{ц.}$, $V_{ц.н.}$, $V_{ц.м.}$ — объем топлива (цикловая подача), поданный за цикл, на режимах номинальном, максимального крутящего момента, пуска, мм³;
 $U_{ц.п.}$ — объем топлива, поданный в цилиндр дизеля за период индукции, мм³;
 $α_{в.}$, $β$ — углы заpornых конусов иглы и корпуса распылителя соответственно, °;
 $Δh$ — перемещение плунжера от ГКН до начала участка замедления, м (мм);
 $Δ_{п.в.}$, $Δ_{п.д.}$, $Δ_{п.и.}$ — зазоры между плунжером и втулкой, плунжером и дозатором, иглой и корпусом распылителя, мкм;
 $δ_{п.}$ — коэффициент неравномерности подачи топлива между отдельными секциями насоса;
 $ε_{р.}$ — коэффициент степени неравномерности регулятора;
 $η_{п.}$, $η_{л.х.}$, $η_{л.з.}$ — коэффициенты подачи топлива насосом, использования хода плунжера, эксплуатируемого запаса подачи;
 $μ_{к.н.}$, $μ_{к.о.}$, $μ_{к.п.}$ — коэффициенты расхода проходных сечений под конусом иглы распылителя, нагнетательных клапанов обратного и прямого, наполнительных, отсечных и распределительных окон втулки, сопловых отверстий и всего распылителя, вытеснителя, клапана-демпфера;
 $μ_{н.о.}$, $μ_{о.о.}$, $μ_{р.р.}$, $μ_{с.}$, $μ_{р.}$, $μ_{в.}$, $μ_{к.д.}$
 $ξ_{п.}$ — коэффициент увеличения подачи топлива на режиме пуска;
 $σ_{п.п.}$ — приведенный коэффициент динамичности впрыскивания;
 $σ_{в.}$ — отношение количества топлива, поданного от момента $р_{п.маx}$ до конца впрыскивания, к $V_{п.}$;
 $Фв.$, $Фп.а.$ — продолжительность впрыскивания, активного хода плунжера, °;
 $Фп.о.$ — угол поворота вала насоса от НМТ до положения плунжера, соответствующего $c_{п.маx}$, °;
 $Фн.$, $Фд.$ — углы поворота вала насоса, двигателя, °;
 $Фн.п.$ — угол поворота вала насоса от оси симметрии кулачкового профиля до положения, соответствующего геометрическому началу нагнетания топлива, °;
 $Фп.$, $Фп.р.$, $Фг.н.$ — углы поворота кулачкового вала насоса, соответствующие максимальному ходу плунжера, периоду разгона, геометрическому началу нагнетания, ходу плунжера от ГКН до начала участка замедления, периоду замедления, полному подъему плунжера, диапазону работы автомата опережения впрыскивания, °;
 $Ф_{Δв.}$, $Ф_{п.в.}$, $Ф_{п.г.}$, $Ф_{п.в.}$

$\varphi_{ст}$ — угол ПВН до достижения вершины струи стенки камеры, °;
 $\psi_a (\psi_{a.m})$ — коэффициент запаса подачи топлива (крутящего момента) по внешней характеристике;
 $\omega_{в.} (\omega_{д.})$ — угловая скорость вращения вала насоса (двигателя), рад/с;
 c_c — удельный расход масла, г/(кВт·ч);
 D_{ϕ} — динамический фактор;
 d, s — диаметр цилиндра, ход поршня, см (мм);
 $M_{д.}$ — масса двигателя, кг;
 $(dp/d\varphi)_{max}, \beta$ — максимальная скорость нарастания давления, МПа на 1°;
 $G_{т.д.}$ — массовый расход топлива дизеля, кг/ч;
 g_e, Si — удельные расходы топлива, эффективный, индикаторный, г/(кВт·ч);
 $i_{п.}$ — число цилиндров дизеля;
 K — дымность отработавших газов, %;
 $M_{к.в.}, M_{к.}^{max}, M_i$ — крутящие моменты на номинальном режиме, максимальный, индикаторный соответственно, Н·м;
 $N_{в.п.} > N_{т.в.}, N_{ос.}$ — мощность одного цилиндра, дизеля, приходящаяся на 1 л рабочего объема соответственно, кВт;
 P_e, p_i, p_T, P_T — давления среднее эффективное, среднее индикаторное, среднее потерь трения, максимальное цикла соответственно, МПа;
 N_e, N_i, NT — мощности дизеля эффективная на номинальном режиме, индикаторная, трения, кВт;
 $P_a (P_o)$ — давление окружающей среды (при нормальных условиях), МПа;
 p_K — давление наддува воздуха после турбокомпрессора, МПа;
 p_c — давление в цилиндре в конце сжатия, МПа;
 Q_p — степень рассогласования нагрузки при параллельной работе дизелей, %;
 R_{90} — гамма-процентный (90%) ресурс ТА или дизеля до капитального ремонта, %;
 $R_{к.с.}$ — радиус камеры сгорания, м (мм);
 $r_{кр.}$ — радиус кривошипа, м (мм);
 $t_a (T_a), t_g (T_g)$ — температура окружающей среды, отработавших газов двигателя, °С (К);
 V_a, V_{st} — рабочие объемы цилиндров, двигателя, л (дм³);
 v — удельный объем воздушного заряда в цилиндре дизеля, м³/кг;
 a — коэффициент избытка воздуха;
 b — степень **неравномерности** регулятора (наклон регуляторной характеристики), %;
 δ_d — заброс частоты вращения, %;
 ϵ — степень сжатия в дизеле;
 η_e — эффективный КПД;
 η_t — термодинамический КПД цикла **Отто**;
 η_i — индикаторный КПД цикла;
 $\eta_{т.ж.}$ — термодинамический КПД цикла, ограниченного скоростью теплоподвода;
 δ — установочный угол опережения начала подачи топлива (у насоса), °;
 δ_d — действительный угол опережения впрыскивания, °;
 $\Phi_{сг}$ — продолжительность периода горения топлива;
 X — отношение хода поршня к длине шатуна;
 $\nu_{н.}$ — нестабильность частоты вращения, %;
 ξ_a — коэффициент активного тепловыделения;
 $\varphi_y (\Phi_i)$ — продолжительность периода индукции, с(°);
 $\Phi_{д.в.}$ — угол опережения начала воспламенения до ВМТ, °;
 $T_{кр.}$ — критическая температура топлива, К;
 a_3 — скорость звука в топливе, м/с;

$a, a_{п.}$ — скорости распространения импульса давления в нагнетательном и питающем трубопроводах, м/с;
 c — теплоемкость, Дж/(кг·К);
 D — коэффициент диффузии, м²/с;
 E — модуль упругости Юнга, МПа;
 g — ускорение силы тяжести, м/с²;
 q — теплотворная способность топлива, Дж/кг;
 $H_0 (l_0)$ — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива, кг/кг (кг/кмоль);
 k — показатель адиабаты сжатия;
 $m_{в.}, m_{т.}$ — молекулярный вес воздуха, топлива, кг/кмоль;
 $P_{н.п.}$ — давление насыщенных паров топлива, МПа;
 p_o — давление окружающей среды, МПа;
 $T_o (t_o)$ — температура окружающей среды, К (°С);
 a — средний коэффициент сжимаемости топлива, 1/МПа;
 λ — теплопроводность, Вт/(м·К);
 μ — динамическая вязкость, Па·с;
 ν — кинематическая вязкость, м²/с;
 $\rho, \rho_{в.}, \rho_{от.}$ — плотность топлива, воздуха, стали соответственно, кг/м³ (г/см³);
 a — поверхностное натяжение топлива, Н·м;
 t — время, с.

ПРИНЯТЫЕ СОКРАЩЕНИЯ

ГНН, ГКН — геометрическое **начало**, конец нагнетания;
 ПВН, ПВД — поворот вала насоса, вала двигателя

где g_{e_1}, g_{e_2}, \dots — удельные расходы топлива на отдельных видах работ.

Более достоверные результаты могут быть получены при определении g_{e_r} на основании данных эксплуатации. Выполненные расчеты показывают, что стоимость вырабатываемой дизелем энергии уменьшается с возрастанием N_e , причем расходы на двигатель колеблются в пределах 8—15%, расходы на топливо составляют 85—90% и на ТА — 1,0—3,5%. Таким образом, основной статьёй расходов в общих затратах на выработку энергии является стоимость потребляемого дизелем топлива и требование по улучшению топливной экономичности должно являться основным при оценке технического уровня и осуществлении мероприятий по совершенствованию ТА.

КОНСТРУКЦИИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

2.1. СХЕМЫ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ И ЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ

Схемы топливных систем. В современных АТД применяются системы с механическим способом **распыливания** топлив, в которых топливо дробится на капли вследствие турбулизации струи при течении ее в сопловом аппарате распылителя и при взаимодействии развивающихся струй с сжатым перемещающимся в цилиндре дизеля воздухом.

Ведутся также исследовательские работы по распыливаю, осуществляемому с помощью гидравлического удара, электрогидравлического эффекта и ультразвука. Пневматическое **распыливание** с помощью сжатого воздуха, получаемого от постороннего источника или из цилиндра дизеля, использовалось в начальный период развития дизелей и на высокооборотных транспортных двигателях не нашло применения вследствие сложности конструкции (необходимо для получения сжатого воздуха вводить в систему компрессор). Кроме того, при распыливаю топлива по схеме, применяемой в компрессорных дизелях, не обеспечиваются требуемые мощностные и экономические показатели современных быстроходных дизелей.

Возможны два типа механических систем: отдельные, в которых насос высокого давления и форсунка соединены нагнетательным трубопроводом (рис. 2.1), и топливные с насос-форсунками, в которых насос высокого давления и форсунка объединены в одном агрегате.

Системы с насос-форсунками вследствие малых объемов полостей сжатия и отсутствия колебательных процессов в нагнетательном тракте могут обеспечить практически неограниченный уровень давлений впрыскивания и высокую цикличность работы дизеля. Недостатками этих систем являются необходимость введения в конструкцию двигателя приводного кулачкового вала, а также сложность конструкции и регулировки механизма, синхронизирующего работу отдельных насос-форсунок. Эти системы пока получили ограниченное применение в АТД, хотя в связи с необходимостью повышения давлений **впрыскивания** топлива интерес в последние годы к ним **повысился**. В топливную систему входят вспомогательные узлы: подкачивающие помпы, регуляторы и различного рода корректоры **топливоподачи**. В системах

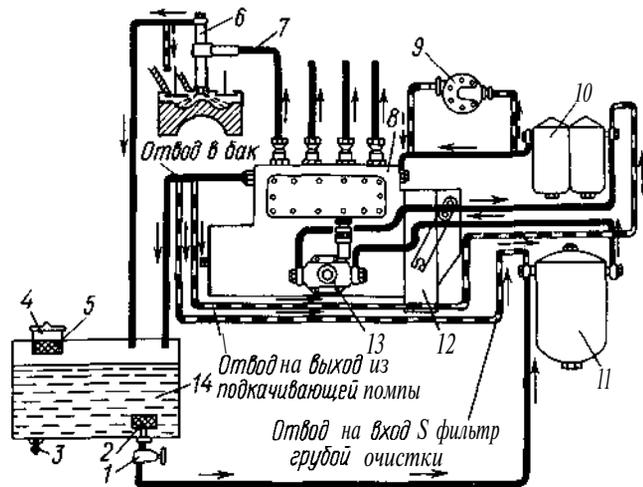


Рис. 2.1. Схема топливной системы раздельного типа: 1 — кран; 2 — приемный фильтр; 3 — сливной кран; 4 — заливная горловина; 5 — фильтр; 6 — форсунка; 7 — нагнетательный трубопровод; 8 — насос высокого давления; 9 — дополнительная подкачивающая помпа; 10 — фильтр тонкой очистки топлива; 11 — фильтр грубой очистки топлива; 12 — регулятор; 13 — подкачивающая помпа; 14 — топливный бак

раздельного типа топливоподкачивающий насос устанавливается на насосе высокого давления и получает привод от кулачкового вала насоса. В некоторых системах в связи с необходимостью увеличения давления топлива, питающего насос, а также в связи с использованием подкачивающей помпы в качестве чувствительного элемента измерителя частоты вращения регулятора или автоматической муфты опережения впрыскивания применяются две помпы. Одна из них (часто с приводом от двигателя) устанавливается между фильтром грубой и тонкой очистки топлива; вторая (с приводом от вала насоса) включается после фильтра тонкой очистки топлива. Регулятор в системах раздельного типа устанавливается обычно на насосе и получает привод от его кулачкового вала.

Основным условием, обеспечивающим длительную работоспособность прецизионных элементов ТА, является исключение из топлива абразивных частиц, воды и других загрязнителей. Поэтому в топливную систему АТД входит многоступенчатая система очистки топлива. В связи с применением топлив утяжеленного фракционного состава для более надежного пуска двигателя при отрицательных температурах наружного воздуха в систему топливоподачи стали включать подогреватели топлива, в основном электрические.

В системах раздельного типа возможны два типа схем циркуляции топлива: тупиковая и проточная. При тупиковой схеме

топливо поступает в насос высокого давления в количестве, равном его производительности, в этом случае отвода топлива из насоса не имеется, при проточной — избыток топлива отводится от насоса на выход из подкачивающей помпы к фильтру грубой очистки или непосредственно в топливный бак. Преимуществом тупиковой схемы является малый расход топлива через фильтры, что повышает срок их службы и качество фильтрации топлива, а также возможность применения подкачивающей помпы меньшей производительности. Однако в этой схеме не происходит удаления воздуха из питающей и отсечной полостей насоса и охлаждения насоса вследствие циркуляции через него топлива. Это может приводить к нестабильности процесса топливоподачи, поэтому тупиковая схема не получила широкого распространения в АТД.

При перепуске топлива на выход из подкачивающей помпы количество протекающего через фильтр грубой очистки топлива примерно равно количеству топлива, подаваемого насосом высокого давления, а при перепуске в топливный бак через элементы системы циркулирует большее количество топлива. В отечественных системах кратность циркуляции топлива через насос и фильтры колеблется в пределах 1,0—3,0. Если в системе исключается перегрев топлива (температура на входе в насос не превышает 70 °С), то целесообразная степень циркуляции топлива через фильтр грубой очистки составляет около 1,0, а через насос и фильтры тонкой очистки — около 1,3—1,5, что обеспечивает надежное удаление воздуха из системы.

С целью сокращения трудоемкости работ по обслуживанию топливных систем осуществляется автоматическое смазывание насоса маслом или топливом. Подаваемое в корпус насоса масло или топливо отводится в баки. При смазывании маслом полость питания насоса отделена от внутренних полостей корпуса насоса, а при смазывании топливом корпус насоса отделен от картера дизеля. В системе имеются трубопроводы, отводящие топливо из дренажных полостей форсунок в топливный бак; в ряде моделей дизелей это топливо отводится во всасывающий коллектор. Отвод топлива из питающей и отсечной полостей насоса производится обычно через редукционные клапаны, обеспечивающие перед надплунжерным пространством необходимый уровень давления топлива.

Типы топливных насосов высокого давления. По количеству плунжеров различают два типа насосов: многоплунжерные, в которых на каждый цилиндр приходится один нагнетающий плунжер; распределительного типа, в которых один или несколько одновременно работающих плунжеров обслуживают все или группу цилиндров дизеля, для чего увеличивается цикличность работы плунжеров и вводится распределитель топлива.

Многоплунжерные насосы могут выполняться рядными, V-образными и барабанного типа. Преимущественное распространение нашли рядные насосы. Насосы барабанного типа, в которых

нагнетающие секции расположены по окружности, а привод плунжеров осуществляется от косой шайбы или торцевого кулачкового профиля, не нашли широкого распространения. Конструкция **V-образных** насосов несколько сложнее, а стоимость изготовления больше стоимости изготовления рядных насосов. Их основным преимуществом является меньшая длина.

В АТД применяются рядные многоплунжерные насосы, выполняемые в основном по двум конструктивным схемам. В 1930—1950-е гг. были разработаны и применяются до сих пор насосы, в которых узлы плунжерных и клапанных пар устанавливаются в алюминиевом (чугунном) корпусе. В них равномерность чередования углов начала подачи топлива регулируется винтовыми парами, изменяющими высоту толкателей, а равномерность подачи топлива — специальными втулками, связанными с рейкой насоса и разворачивающими плунжеры относительно окон втулок. Для регулировки корпуса имеется боковая люк вдоль всего корпуса, что снижает его жесткость¹. В 1960-е гг. в связи с необходимостью повышения давлений нагнетания топлива вначале ведущими зарубежными фирмами, а позднее и в СССР были разработаны конструкции насосов с жестким цельным корпусом, получившие условное название «компакт». В насосах этого типа применяются вставные блочные нагнетающие секции с фланцем. Равномерность подач топлива регулируется поворотом фланца с корпусом секции, а равномерность чередования углов начала подач топлива — изменением высоты толкателя с помощью подбора толщины регулировочных шайб или других деталей **секции**.

Насосы распределительного типа имеют две принципиальные схемы. Согласно первой схеме плунжер совмещает в себе функции нагнетающего элемента и распределителя, периодически сообщаящего надплунжерное пространство насоса с форсунками цилиндров дизеля в соответствии с порядком их работы (рис. 2.2, а). Во второй схеме (рис. 2.2, б) распределитель выполнен в виде отдельного элемента, привод которого кинематически связан с приводным валом насоса. Распределитель чаще выполняется в виде цилиндрического вращающегося золотника.

Распределительные насосы принято делить на две основные группы: плунжерные (чаще одноплунжерные) и роторные. Плунжерные насосы реализуют первый (рис. 2.2, а) и третий (рис. 2.2, в) типы привода, а роторные — второй тип (рис. 2.2, б).

По способу создания давления различают топливные насосы непосредственного действия, в которых топливо нагнетается плунжером через нагнетательный трубопровод к форсунке, и аккумуляторного типа, в которых плунжер вначале подает топливо в аккумулятор, из которого оно затем поступает к форсунке. Возможны два варианта аккумуляторных систем: с аккумулятором большой емкости, когда топливо одним или несколь-

¹ См. рис. 2.9.

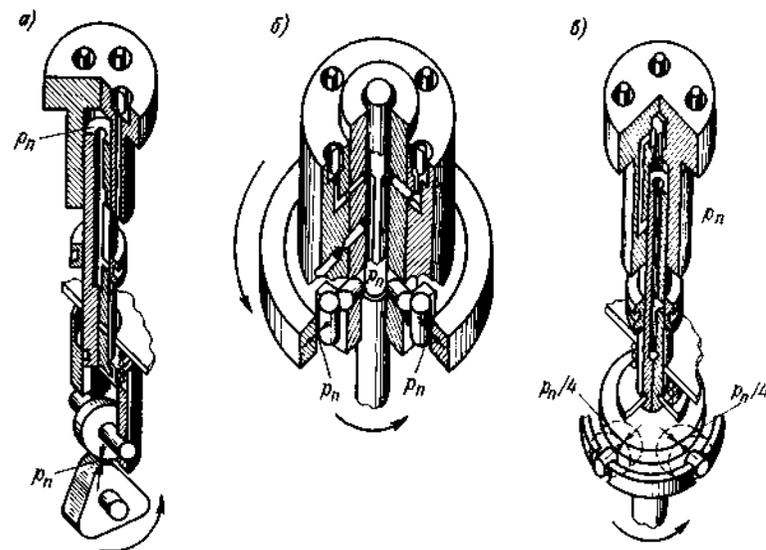


Рис. 2.2. Схемы приводов насосов распределительного типа: а — плунжерного с внешним цилиндрическим кулачковым профилем; б — роторного с внутренним цилиндрическим кулачковым профилем; в — плунжерного с торцевым кулачковым профилем

кими плунжерами нагнетается в резервуар, из которого поступает к управляемым закрытым форсункам, и с поршневым аккумулятором малой емкости, работающим синхронно с нагнетающим плунжером. В этом случае в начале хода нагнетающего плунжера топливо поступает в аккумулятор, затем после накопления в аккумуляторе энергии межплунжерное пространство соединяется с форсункой.

Возможны варианты систем, когда в начале подачи топливо одновременно подается в аккумулятор и к форсунке, а затем по мере падения скорости плунжера интенсивность подачи топлива поддерживается энергией аккумулятора. Преимуществом аккумуляторных систем является незначительное изменение показателей процесса топливоподачи в широком диапазоне режимов работы дизеля. Однако ввиду сложности конструкции аккумуляторных систем они не получили распространения в АТД. В этих системах трудно реализовать высокие давления нагнетания топлива.

Стабилизацию показателей процесса впрыскивания при работе в различных режимах обеспечивают также топливные насосы с гибким приводом плунжеров: пружинным, гидравлическим, газовым или пневмогидравлическим. Однако они также не имеют широкого применения в АТД: пружинный — из-за сложности конструкции и ненадежности ее при интенсивном впрыскивании, газовый и гидравлический — вследствие того, что они усложняют

конструкцию дизеля, хотя последний перспективен для привода насос-форсунок.

Подавляющее распространение в топливных насосах АТД нашел жесткий механический привод в виде кулачковых механизмов. В V-образных насосах возможны два варианта привода. В первом варианте один кулачок обслуживает два плунжера (левого и правого блоков), а угол развала головок насоса должен соответствовать углу развала цилиндров, что исключает унификацию корпусов насоса для семейства дизелей с различными углами развала блоков. Согласно второй схеме, каждый плунжер обслуживается своим кулачком, и вал имеет число шайб, соответствующее числу плунжеров насоса. В этом случае несколько увеличивается длина насоса, однако создается возможность для унификации корпусов.

В насосах распределительного типа применяются механизмы кулачковых приводов трех типов (см. рис. 2.2). Во втором типе привода чаще применяется конструктивная схема, при которой шайба с кулачковым профилем неподвижна, а ротор с размещенными в нем плунжерами вращается. Наименьшую массу возвратно-поступательно движущихся частей имеет второй тип (см. рис. 2.2) кулачкового привода. Достоинством торцевого привода является простота осуществления вращательного движения плунжера-распределителя от соосного приводного вала.

Схема с внешним кулачковым профилем требует для осуществления вращательного движения плунжера специальной кинематической передачи, обычно зубчатой. Второй вариант привода предопределяет необходимость в специальном распределителе топлива между отдельными штуцерами насоса. Первый вариант позволяет просто осуществить привод нескольких плунжеров за счет установки на одном валу рядом стоящих кулачковых шайб. Легче осуществить регулирование угла опережения впрыскивания при использовании второго и третьего типов приводов, в которых угол изменяется разворотом кулачковой шайбы или траверсы с толкателями.

В первом варианте привода с внешним кулачковым профилем за счет больших радиусов дугового профиля и ролика удается добиться меньших контактных напряжений между рабочими профилями; во втором варианте напряжения, как правило, бывают более высокими. В торцевой кулачковой шайбе можно снизить действующие напряжения за счет применения в толкателе нескольких опорных роликов.

В АТД получили подавляющее распространение насосы с полным наполнением надплунжерного пространства и с регулированием подачи топлива отсечкой. В ряде моделей насосов распределительного типа (роторных) применяется регулирование подачи топлива степенью заполнения надплунжерного пространства.

Системы с полным наполнением надплунжерного пространства менее чувствительны к изменению условий на всасывании,

чем системы с частичным наполнением путем дросселирования топлива на впуске. В последних на цикловую подачу влияет уровень давлений перед дросселем, который может изменяться как вследствие загрязнения топливных фильтров, так и в пределах одного цикла из-за колебательных явлений, возникающих в питающей контуре системы. Поэтому системы с дросселированием топлива на впуске обеспечивают, как правило, менее стабильную часовую подачу топлива, чем схемы насосов с полным наполнением дозированием отсечкой топлива.

При изменении подачи отсечкой за счет смещения ГНН, а также в схемах с дросселированием топлива на впуске с уменьшением $V_{\text{ц}}$ уменьшается угол опережения впрыскивания. Такое автоматическое корректирование угла следует признать положительным, так как это приводит к уменьшению периода индукции при работе на частичных нагрузочных режимах и соответственно к уменьшению жесткости процесса сгорания без ухудшения топливной экономичности.

Малой чувствительностью к сопротивлению нагнетательного тракта обладают системы, в которых конец подачи определяется остановкой плунжера, так как практически все топливо, подаваемое плунжером, выталкивается в нагнетательный тракт независимо от его сопротивления.

С точки зрения формирования характеристики впрыскивания заслуживают предпочтение схемы дозирования с отсечкой топлива в конце подачи, так как они обеспечивают получение короткого форсированного впрыскивания с необходимыми фронтами изменения давления. В схемах с остановкой плунжера в конце подачи формирование импульса давления в насосной секции протекает при низких скоростях плунжера, вплоть до его полной остановки.

В рабочем цикле с отсечкой в начале и в конце подачи топлива закрытие наполнительных окон (ГНН) и открытие отсечных окон (ГКН) осуществляется кромками плунжера при его нагнетающем ходе. Это позволяет разогнать плунжер до требуемых высоких скоростей к началу геометрически активного хода, увеличить давление нагнетания и обеспечить быстрое падение давлений в конце подачи вследствие резкого открытия отсечных окон.

Наряду с изложенными преимуществами этому традиционному циклу присущ ряд недостатков. Перекрытие наполнительных окон плунжером при своем поступательном движении (рис. 2.3) приводит к защемлению топлива, загрязненного абразивом, в надплунжерном пространстве, которое в период перекрытия торцом плунжера 2 наполнительных окон 1 устремляется в образуемую при этом щель и вызывает гидроэрозионный износ уплотняющих поверхностей втулки и плунжера.

Анализ изношенных в эксплуатации, а также в процессе ускоренных испытаний плунжерных пар показал, что суммарный износ поверхностей в районе наполнительных окон может состав-

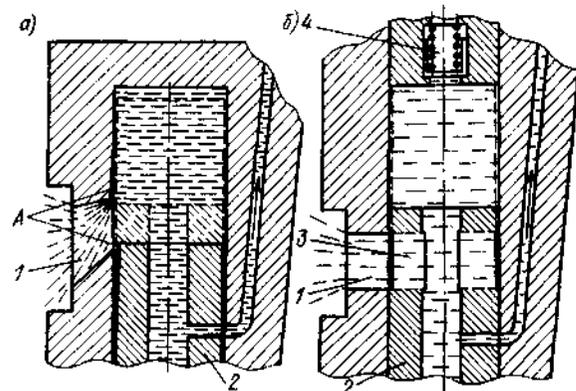


Рис. 2.3. Схемы работы нагнетающих секций при обычном (а) и новом (б) рабочем цикле:

1 — наполнительное окно втулки; 2 — плунжер; 3 — наполнительное окно плунжера; 4 — поршень; Л — зоны износов

лять 12—18 мкм, в то время как в зоне отсечных отверстий — всего 2—5 мкм. Повышенный износ поверхностей втулки и плунжера в зоне наполнительных окон приводит к уменьшению подачи топлива на режиме пуска, что ограничивает срок службы насоса. Это особенно проявляется в насосах распределительного типа, так как в них плунжер совершает несколько рабочих ходов за один оборот приводного вала. Поэтому при использовании насосов распределительного типа предъявляются повышенные требования к системе фильтрации топлива.

Активный ход плунжера составляет в топливных насосах АТД 1,0—5,0 мм (большие значения относятся к режиму пуска), а общий ход плунжера равен 6—15 мм. Таким образом, полезно используется только 15—30% хода плунжера.

При перекрытии наполнительных окон плунжер выталкивает топливо в питающую полость, в которой возникают колебательные процессы, распространяющиеся в системе низкого давления. Это приводит к снижению пропускной способности питающего тракта. Особенно эти явления проявляются в насосах с малыми объемами полости питания, например, в насосах распределительного типа. Незначительная степень использования общего хода плунжера для подачи топлива к форсунке вызывает увеличение мощности, необходимой для привода топливного насоса вследствие дополнительных затрат энергии на дросселирование в наполнительных окнах на вспомогательных участках хода плунжера.

Изложенные особенности присущи рядным многоплунжерным насосам и большинству применяемых плунжерных насосов распределительного типа, в которых рабочий процесс полностью заимствован от рядных многоплунжерных насосов, хотя наличие вра-

щающегося распределителя в них позволяет по-новому организовать рабочий цикл в насосной секции.

В ЦНИТА для насосов распределительного типа был разработан новый рабочий цикл, отличающийся следующими особенностями (рис. 2.3, б) [38]. Общий ход плунжера выбирается таким, чтобы описываемый им объем был примерно на 10—20% больше V_n^{\max} на пуске. Процесс организовывается таким образом, чтобы активный ход начинался непосредственно с НМТ плунжера 2. С этой целью наполнительные окна втулки 1 сообщаются с надплунжерным пространством соответствующими пазами плунжера 2 в начале обратного хода плунжера и закрываются на время выстоя плунжера в НМТ при вращательном движении плунжера-распределителя 2.

Такая организация рабочего процесса позволяет уменьшить общий ход плунжера, снизить неравномерность чередования углов начала подачи топлива к форсунке насоса и, самое главное, исключить перетекание топлива в наполнительные окна, а соответственно существенно повысить износостойкость плунжерной пары (рис. 2.4).

Новый рабочий цикл в насосной секции осуществляется следующим образом (рис. 2.5).

В начале хода плунжера 3 от положения ВМТ открываются наполнительные окна 5 и начинается процесс наполнения надплунжерного пространства по мере освобождения его объема перемещающимся плунжером. В положении, соответствующем НМТ, осуществляется выстой плунжера, в период которого вследствие вращательного движения плунжера кромками окон 5 перекрывается плунжер наполнительных окон 6 втулки. Заканчивается процесс наполнения, и спустя некоторый угловой промежуток поворота плунжера начинается его нагнетающий ход.

В насосной секции расположен поршень¹, который одним торцом закрывает надплунжерное пространство, а второй торец его нагружен пружиной и полостью питания. В начале нагнетаю-

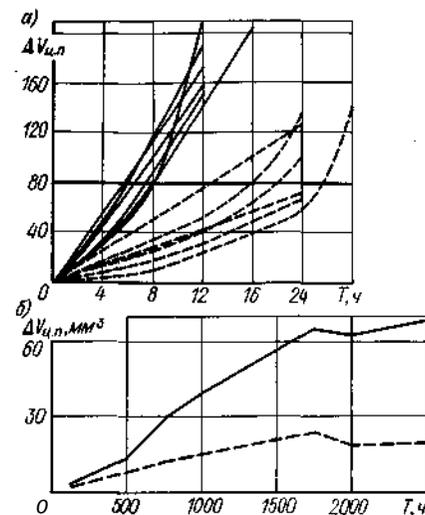


Рис. 2.4. Графики изменения цикловых подач ускоренных (а) и в период эксплуатационных (б) испытаний:

— в насосах типа НД о традиционном рабочем циклом; - - - в насосах типа НДУ с рабочим процессом ЦНИТА

¹ См. рис. 2.16 и 2.18.

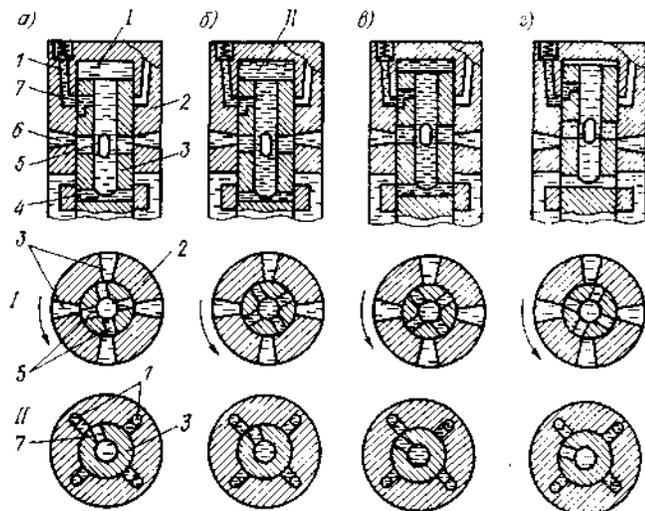


Рис. 2.5. Схемы насосной секции с новым рабочим процессом: а — конец наполнения; б — начало подачи; в — конец подачи; г — начало наполнения;

/ — распределительное отверстие втулки; 2 — втулка; 3 — плунжер; 4 — отсечное отверстие плунжера; Б — наполнительное отверстие плунжера; 6 — наполнительное отверстие втулки; 7 — распределительное отверстие плунжера; / — полости с низким давлением; // — полости с высоким давлением

шего хода плунжера поршень перемещается до упора и лишь после этого начинается активный ход плунжера. Введение поршенька позволяет исключить влияние неточности в изготовлении профиля кулачка на стабильность установочных углов опережения впрыскивания и является средством управления начальным этапом нагнетания топлива (передним фронтом характеристики впрыскивания).

Описанный рабочий цикл ЦНИТА был реализован в СССР в конструкциях насосов НДК и НДУ, созданных на базе насосов семейства НД, и в новых конструкциях насосов семейства НДСП с торцевым кулачковым приводом. В последующем этот же цикл был реализован фирмой «Р. Бош» в конструкциях насосов распределительного типа EP/VE.

Главными достоинствами насосов распределительного типа по сравнению с традиционными рядными многоплунжерными насосами являются меньшее число деталей, существенно меньшие масса (в 1,5—2 раза) и габаритные размеры (в 1,5—2,5 раза). Удельная масса насосов распределительного типа составляет 45—85 г на $1 \text{ м}^3 V_{\text{ц.н.}}$, в то время как у рядных насосов — 75—125 г/мм³ (см. табл. 1.28). В насосах распределительного типа более просто реализуются автоматические устройства: в большинстве моделей автомат угла опережения впрыскивания органически встраивается в конструкцию насоса. Кроме того, в насо-

сах этого типа существенно меньше требуемое перестановочное усилие органа, управляющего подачей топлива, что позволяет упростить конструкцию механического регулятора, облегчить оснащение насоса другими корректирующими устройствами (положительным и отрицательным корректорами скоростной характеристики, вязкостным и высотным корректорами и др.) и использовать для прямого управления подачей топлива электрические, исполнительные механизмы и электронные схемы регулирования. Поскольку в насосах распределительного типа один плунжер, а зачастую и один нагнетательный клапан обслуживает все или группу цилиндров дизеля, в них обеспечивается большая стабильность в эксплуатации степени неравномерности подач топлива. У этих насосов меньшая протяженность, а соответственно и большая жесткость корпуса и деталей кулачкового привода, что создает предпосылки для организации интенсивного впрыскивания в них топлива.

Одним из элементов, определяющих срок службы насоса, является сочленение ролик толкателя — кулачковый профиль. В связи с увеличением давлений нагнетания топлива в этой паре возникают повышенные, превышающие допустимый для обеспечения ресурса 10 000—12 000 ч уровень контактные напряжения (1600—1200 МПа), которые приводят к питтинговому разрушению контактируемых поверхностей и последующей потере функциональных свойств насоса. Нагрузки, возникающие в сочленении ролик — кулачковый профиль, зависят при заданных давлениях нагнетания от диаметра плунжера, схемы и конструктивных параметров кулачкового привода.

В рядных многоплунжерных насосах каждая нагнетающая линия обслуживается индивидуальными кулачком и роликом толкателя, в силу чего частоты нагружения профиля и ролика одинаковы. При применении такого же привода в насосах распределительного типа каждая нагнетающая линия обслуживается своим кулачком, а ролик обслуживает все нагнетающие линии одной секции поочередно и частота погружения поверхности ролика будет в i_k (число кулачковых выступов на одной шайбе вала) превышать частоту вращения вала насоса n_n и соответственно частоту нагружения кулачков. При этом на кулачке подвергается нагружению каждый цикл один и тот же участок профиля небольшой протяженности, а у ролика вследствие его вращения участвует в восприятии нагрузок попеременно вся наружная его поверхность.

В насосах с внутренним кулачковым профилем (см. рис. 2.2, б), хотя и применяется несколько одновременно нагнетающих топливо плунжеров, каждый из которых имеет свой толкатель и ролик, однако вследствие того, что в каждом рабочем ходе одновременно участвуют все толкатели и чаще всего все кулачки. Частота погружения как кулачков, так и роликов в i_x (число рабочих ходов, совершенных плунжерами за один оборот приводного вала на-

Таблица 2.1. Сравнение уровней нагружения

Параметр	Насосы распределительного типа с														
	Рядный многоплунжерный насос, кулачок-ролик, $i_K = i_X$	Внешний						Внутр							
		Кулачок, $i_K = i_X$		Ролик, $i_K = 1$				Кулачок-ролик, $i_K = 1$		Кулачок-ролик, $i_K = 1$					
		Модель													
	НТД-27	НТД-32	НТД-40	НД-21 ** НД-24						Насос фирмы					
i_X	1	1	1	1	3	4	6	8	3	4	6	8			
b_p	1,1	1,6	2,1	1,3 ** 2,1						0,75					
$\frac{p_{п1}^{max}}{p_{п2}^{max}}$	1	1	1	1	0,7	0,6	0,55	0,5	0,7	0,6	0,55	0,5			
$\frac{p_{п1}^{max}}{p_{п2}^{max}}$	1	1,45	1,9	$\frac{1,2}{1,9}$ **	$\frac{0,82}{1,33}$ **	$\frac{0,71}{1,14}$ **	$\frac{0,65}{1,05}$ **	$\frac{0,60}{0,95}$ **	0,46	0,4	0,76	0,33			

** Количество плунжеров, а соответственно и роликов равно $i_X/2$. ** Количество

сосо) будет превышать частоту вращения приводного вала насоса. При этом приводе кулачковые сочленения нагружаются всей силой от давления топлива $P_{п1}$, равной произведению площади плунжера $f_{п1}$ на давление нагнетания $p_{п1}$ (см. рис. 2.2, б).

Существенными преимуществами обладает торцевой кулачковый привод (см. рис. 2.2, в). При использовании этого привода сила от давлений топлива одновременно воспринимается всеми кулачковыми сочленениями и на одно сочленение приходится лишь часть силы $P_{п1}$, равная $p_{п1} f_{п1} / i_K$. Это существенно увеличивает несущую способность привода в целом, хотя частота работы профилей при применении привода данного типа больше, чем в случае использования первого типа привода, так как за один поворот вала совершается несколько рабочих ходов i_X .

В табл. 2.1 приведены расчетные относительные значения $p_{п1}^{max}$, которые позволяют развивать контактируемые элементы различных типов приводов и схем насосов [40]. Значения $p_{п1}^{max} / p_{п2}$ определены при $b_p = const$, а значения $p_{п1}^{max}$ определены при $f_{п1} = var$ (соответствовали величинам для каждой модели насоса). При определении соотношений за единицу приняты значения

различных типов насосов

кулачковыми профилями											
енный				Торцевой							
Кулачок, $i_K = 1$		Ролик, $i_K = 1$		Кулачок-ролик, $i_K = i_X$				Кулачок, $i_K = 1/2 i_K^{*2}$		Ролик, $i_K = 1/2 i_X^{*2}$	
насоса											
«Лукас»				НДСПМ ** НДСПА							
6	8	6	8	3	4	6	8	6	8	6	8
0,6 ** 1,0											
0,7	0,6	0,55	0,5	2,16	2,65	3,5	4,3	2,15	1,66	1,66	1,5
0,46	0,4	0,36	0,33	$\frac{1,17}{1,95}$ **	$\frac{1,43}{2,4}$ **	$\frac{1,01}{3,18}$ **	$\frac{2,34}{3,9}$ **	$\frac{1,17}{1,95}$ **	$\frac{1,43}{2,40}$ **	$\frac{0,9}{1,5}$ **	$\frac{0,81}{1,36}$ **

роликов равно $i_X/2$. ** В анамачеле — перспективная модель насоса.

$p_{п1}^{max}$ у рядного многоплунжерного насоса НТД-27 (расстояние между осями секций 27 мм).

Как следует из представленных данных, по способности выдержать давление нагнетания при одних и тех же сроках службы и диаметре плунжера привод с внешним кулачковым профилем в насосах распределительного типа близок к рядным многоплунжерным насосам. Несколько меньшая несущая способность ролика компенсируется его вращением. Существенно меньшей несущей способностью обладает привод с внутренним кулачковым профилем, применяемый в роторных насосах. Поэтому в выполненных конструкциях этих насосов применяются плунжеры диаметром не более 8—10 мм.

Более высокой несущей способностью по сравнению с приводом рядных насосов обладает торцевой кулачковый профиль, реализуемый в насосах распределительного типа (НДСП, EP/VE). Особенно эти преимущества (несущая способность выше в 1,2—1,9 раза) проявляются в том случае, если число рабочих ходов насоса равно количеству одновременно работающих кулачковых профилей. При этом типе привода и применении цилиндрических

роликов, вследствие того что линейные скорости профиля меняются пропорционально радиусу кулачковой шайбы, имеет место повышенное проскальзывание поверхности ролика относительно поверхности кулачка, что снижает износостойкость сочленения. Для уменьшения влияния этого фактора целесообразно применять разрезанные или конические ролики.

Достоинством торцевого кулачкового профиля является также отсутствие вращения пятки плунжера относительно толкателя, что существенно повышает срок службы этого, также определяющего работоспособность насоса сочленения.

В насосах распределительного типа с внутренним и торцевым кулачковыми приводами отсутствуют силовые нагрузки от давления топлива на подшипниковые узлы привода вала. В первом типе привода силы от давления топлива замыкаются в кулачковой шайбе, а во втором — передаются через роликовую шайбу на корпус насоса. Это не порождает проблемы обеспечения работоспособности подшипниковых узлов, возникающей при повышении давлений нагнетания топлива в насосах с приводом, имеющим внешний кулачковый профиль.

Представляет интерес сравнительный анализ потенциальной надежности рядных насосов и насосов распределительного типа. Надежность определяется исходя из предположения, что при одном и том же уровне технологии надежность изделия, оцениваемая доверительной вероятностью R_{90} , пропорциональна произведению надежности группы деталей одного класса сложности с учетом их количества в насосе (*a*, *b*, *в*). Принята для нормалей доверительная вероятность $R_{90}^a = 0,99999$, для

Т а б л и ц а 2.2. Сравнение надежности насосов

Показатель	Рядный УТН-5	Распределительные насосы	
		Д-14	Х-100М
Общее число деталей, в том числе:	420	396	302
нормалей <i>a</i> ($R_{90}^a = 0,99999$)	117	116	102
оригинальных деталей <i>b</i> ($R_{90}^b = 0,9995$)	295	277	197
прецизионных узлов <i>в</i> ($R_{90}^в = 0,99$)	8	3	3
Надежность (доверительная вероятность обеспечения заданного ресурса R_{90})	0,792	0,842	0,877

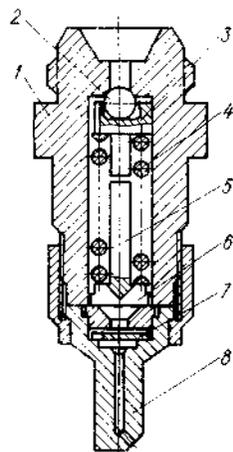


Рис. 2.6. Клапанно-сопловая форсунка:
1 — корпус; 2 — шариковый клапан; 3 — седло клапана; 4 — пружина; 5 — ограничитель; 6 — упор пружины; 7 — пластинчатый клапан; 8 — распылитель.

оригинальных деталей $R_{90}^b = 0,9995$ и для прецизионных деталей $R_{90}^в = 0,99$. Надежность работы насоса в целом подсчитывается по формуле $R_{90} = R_{90}^a R_{90}^b R_{90}^в$.

Плунжерные насосы распределительного типа (табл. 2.2) обладают большей доверительной вероятностью подтверждения ресурса, чем рядные многоплунжерные.

Рядные многоплунжерные золотниковые насосы, созданные для быстроходных дизелей впервые еще в 1927 г. фирмой «Р. Бош», имели до 1960—1970-х гг. подавляющее распространение в АТД. В конце 1940-х и начале 1950-х гг. вначале в США, а затем и в Европе было организовано массовое производство насосов распределительного типа.

На основе непрерывного совершенствования их конструкции и технологии производства (некоторые элементы насосов распределительного типа требуют более высокой точности изготовления) масштабы производства насосов распределительного типа непрерывно возрастали, и в настоящее время они находят преимущественное распространение за рубежом (85%) на легковых автомобилях и легких грузовиках (до 3,5 т). В сельскохозяйственной технике применение насосов распределительного типа достигла 60%, а на тяжелых грузовиках, промышленных и судовых дизелях — 30—35% [631].

В СССР производство насосов распределительного типа для тракторных и комбайновых дизелей достигло 35%, в автомобилестроении насосы распределительного типа пока не применяются.

Типы форсунок. Наиболее распространены в АТД закрытые клапанно-сопловые форсунки: многодырчатые для дизелей с непосредственным впрыскиванием топлива и штифтовые для вихрекамерных и форкамерных дизелей. В этих форсунках применяются игольчатые конические запорные клапаны, хотя в последние годы снова появляется интерес к более простым шариковым запорным клапанам (рис. 2.6).

Гидрозапорные форсунки позволяют увеличить их ресурс и давление открытия иглы, что является одним из средств форсирования впрыскивания и в последние годы стало привлекать внимание специалистов.

В многодырчатых распылителях распыливающие отверстия могут выходить на запирающий конус корпуса, что уменьшает объем заигольного пространства и облегчает размещение сопловых отверстий по периферии конуса. Пока более распространены распылители, в которых под иглой имеется центральный канал, из которого начинаются сопловые отверстия. Отдельными фирмами выпускаются форсунки малогабаритных конструкций.

Типы регуляторов. Наибольшее распространение в АТД получили механические регуляторы прямого действия, в которых импульсы от чувствительного элемента передаются непосредственно регулируемому органу насоса. В ряде случаев, когда нерестановочные условия органа, управляющего подачей топлива,

велики, между чувствительным элементом и исполнительным органом включается усилитель — сервомотор. Такие регуляторы относятся к классу регуляторов непрямого действия [13].

По зоне охвата скоростных режимов регуляторы подразделяются на всережимные, многорежимные и двухрежимные, обеспечивающие автоматическое регулирование на режимах минимальных и максимальных чисел оборотов [13]. По назначению регуляторы можно разделить на транспортные, устанавливаемые на дизели в транспортных установках, и стационарные, чаще прецизионные, обеспечивающие высокоточное регулирование частоты вращения в дизель-электрических агрегатах. По принципу действия чувствительного элемента регуляторы подразделяются на механические с центробежным чувствительным элементом, **пневматические**, гидравлические и электрические. Кроме чувствительного и исполнительного элементов в регуляторы АТД входят функциональные устройства: корректор подачи топлива при работе по внешней характеристике и пусковой обогатитель подачи топлива на режиме пуска.

К регуляторам также следует отнести автоматы изменения угла опережения начала подачи топлива и устройства защиты дизеля при аварийных ситуациях. Автоматы угла начала подачи топлива (опережения впрыскивания) в рядных насосах выполняются в виде отдельного узла и навешиваются на вал насоса или устанавливаются в приводную шестерню, что усложняет конструкцию ТА или двигателя. В насосах распределительного типа применяются встроенные малогабаритные устройства автоматического регулирования угла начала подачи топлива, что является преимуществом насосов этого типа. Автоматы угла опережения начала подачи топлива могут быть механическими, гидромеханическими и электромеханическими.

Устройства защиты, включаемые в конструкцию ТА, в основном мощных АТД, автоматически выключают подачу топлива при аварийных ситуациях: падении давления масла в системе дизеля, повышении выше допустимой температуры отработавших газов и др. Предусматриваются также в конструкции устройства принудительного быстрого выключения подачи топлива водителем, например, в ТА для дизелей автомобилей.

Типы топливоподкачивающих помп. В АТД применяются механические подкачивающие насосы циклического (диафрагменные, поршневые) и ротационного (шестеренные и роторно-лопастные) действия. В специальных системах многотопливных двигателей в качестве вспомогательных помп применяются насосы с электроприводом.

Наиболее распространенным типом насоса является поршневой подкачивающий насос двойного действия с автоматическим изменением хода поршня. Рабочий ход поршня осуществляется под воздействием пружины: возвратный ход, в течение которого рабочая полость заполняется, а часть топлива нагнетается в пита-

ющую магистраль, происходит под воздействием кулачка-эксцентрика. Обычно подкачивающие помпы снабжаются ручным прокачивающим насосом для удаления воздуха из системы перед пуском. Преимуществами поршневой помпы являются сохранение высоких значений коэффициента подачи на малых скоростных режимах, а также меньшее, чем в других типах помп, влияние износа деталей на производительность помпы.

В топливной аппаратуре применяется прецизионная поршневая помпа многотопливных двигателей. Диафрагменная помпа обычно создает небольшой перепад давлений и используется как первая ступень в системах с двумя помпами. В этих же системах в качестве второй ступени применяются ротационные насосы — шестеренные с внешним и внутренним зацеплением зубьев, а также роторно-лопастные. Недостатком шестеренных насосов является существенное уменьшение коэффициента подачи при снижении скоростного режима в связи с увеличением утечек топлива через торцевые и радиальные зазоры, особенно при износе качающих элементов насоса. У роторно-лопастных насосов этот недостаток выражен в меньшей степени, чем у шестеренных. Возможна замена двух подкачивающих насосов одной поршневой помпой двойного действия (рис. 2.7).

Типы топливных фильтров. В топливной системе применяются четыре группы фильтров: 1) приемные и заливные фильтры, расположенные в баках, изготовляемые обычно из латунных сеток и предохраняющие от попадания в топливную систему крупных механических частиц; 2) фильтр грубой очистки топлива; 3) фильтры тонкой очистки топлива; 4) форсуночные фильтры.

Фильтры грубой очистки топлива предназначены для улавливания крупных механических примесей размером 20—40 мкм и более и воды. Обычно они устанавливаются между баком и подкачивающей помпой, частично защищая ее от загрязнения. Эти фильтры должны обладать относительно малым гидравлическим сопротивлением и достаточным пространством для оседания частиц и отстоя воды. В настоящее время применяются в основном два типа грубых фильтров: щелевые, в которых топливо филь-

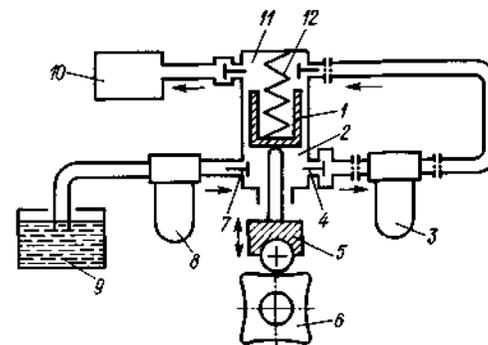


Рис. 2.7. Двухступенчатая помпа:
1 — поршень; 2 — полость нагнетания первой ступени; 3 — фильтр тонкой очистки; 4 — нагнетающие клапаны; 5 — толкатель; 6 — кулачок; 7 — всасывающие клапаны; 8 — фильтр грубой очистки; 9 — топливный бак; 10 — насос высокого давления; 11 — полость нагнетания второй ступени; 12 — пружина

труется, проходя через щели, образуемые специальными пластинами или профилированной проволокой, и инерционно-отстойные, в которых твердые частицы и вода выделяются из топлива при изменении направления и скорости потока на входе в корпус фильтра. Фильтры второго типа являются более дешевыми, обеспечивают эффективную очистку топлива и широко используются в современных дизелях. В последние годы ведутся работы по осуществлению первоначальной грубой очистки топлива непосредственно в топливном баке.

Фильтры тонкой очистки топлива служат для окончательной очистки топлива от абразивных частиц. Выполняются они одно- и двухступенчатыми. Двухступенчатые фильтры обеспечивают более надежную фильтрацию и получают все большее распространение. В качестве фильтрующего материала в фильтрах тонкой очистки применяются силикатная и металлическая керамика, древесная масса, хлопчатобумажная нить, специальная фильтровальная бумага и др. В последние годы начали широко использовать бумажные фильтры тонкой очистки, которые обладают высокой эффективностью, длительным сроком службы и недороги в изготовлении.

Форсуночные фильтры предназначены для предохранения распылительных пар форсунок от технологической грязи, которая может попасть из корпуса насоса и нагнетательного трубопровода. В основном применяются два типа форсуночных фильтров: сетчатые и щелевые. Устанавливаются фильтры обычно в приемном штуцере форсунки. Применение фильтров повышает надежность работы распылителей, но несколько усложняет конструкцию форсунок.

2.2. ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА, ИЗГОТАВЛИВАЕМАЯ В СССР

Состояние производства топливной аппаратуры. Топливная аппаратура начала выпускаться в СССР в предвоенные годы для дизеля С-65. Массовое производство ее для тракторных дизелей было организовано в послевоенный период. В 1947 г. Ногинский завод топливной аппаратуры (НЗТА) начал выпускать разработанный НАТИ насос типа 4ТН для дизеля КД-35. В дальнейшем производство насосов этого типа было организовано на ХТЗ и Алтайском моторном заводе (АМЗ). Совместно с ЦНИТА в 1963 г. НЗТА разработал и начал серийное производство насосов типа УТН-5, имеющих меньшие габаритные размеры и металлоемкость, чем насосы семейства 4ТН. В 1967 г. на Вильнюсском заводе топливной аппаратуры (ВЗТА) было организовано серийное производство насосов распределительного типа семейства НД21, разработанных ЦНИТА, а в 1972 г. на ВЗТА и позднее на ЧЗТА — двухплунжерных насосов распределительного типа НД22. В конце 1970-х — начале 1980-х гг. были разработаны малогабаритные конструкции рядных многоплунжерных насосов МТНМ

типа «компакт», модернизированные конструкции насосов УТНМ, НДК, НДУ, НДМ, НДР, НД24, а также конструкции рядных насосов типа «компакт» НТД-27, НТД-32 и НТД-40. В 1980-е гг. ЦНИТА были разработаны новые конструкции насосов распределительного типа с приводом плунжера от торцевого кулачкового профиля — НДСПМ для легких автомобильных и НДСПА для тракторных дизелей.

В связи с переходом на дизели с непосредственным впрыскиванием на тракторных и комбайновых дизелях применяются многодырчатые закрытые форсунки, оригинальные для каждого типа дизелей. Для автомобильных дизелей ТА, включающая насос-форсунки, выпускается с 1948 г. на Ленинградском карбюраторном заводе (ЛКЗ) для двухтактных дизелей ЯАЗ. В 1962 г. на Ярославском заводе топливной аппаратуры (ЯЗТА) было организовано производство топливных насосов, разработанных ЯМЗ при участии ЦНИТА для семейства четырехтактных автомобильных дизелей ЯМЗ.

В дальнейшем ЯЗТА совместно с ЯМЗ были разработаны новые конструкции насосов V-образного типа для дизелей КАМАЗ, типа «компакт» с расстоянием между секциями 40 мм для мощных дизелей ЯМЗ-340, с расстоянием между секциями 32 мм для изделий ЗИЛ, ГАЗ, УралАЗ и размерности М (расстояние между секциями 24 мм) для малолитражных дизелей. На автомобильных дизелях в основном применяются многодырчатые закрытые форсунки с верхним и нижним расположением пружины.

Топливные насосы. Габаритно-присоединительные размеры насосов с креплением за приливы корпуса и с фланцевым креплением следует выполнять в соответствии с ГОСТ 15060—77* (СТ СЭВ 1323—78). Все топливные насосы изготовляют в комплекте с регулятором и топливоподкачивающим насосом. Дозирование топлива осуществляется смещением отсечки топлива в конце подачи.

Основные параметры *топливных насосов дизелей ЧТЗ* приведены в табл. 2.3. Расстояние между осями секций 42,4 мм, $d_n = 10$ мм (у насосов дизелей Д-160, Д-180, Д-200 $d_n = 11$ мм), $s_n = 9$ мм. Габаритные размеры насоса: 700x250x630 мм. Кулачковые валы насосов имеют дуговой профиль [39]. Чередование работы секций насоса 1—3—4—2. Для дизеля Д-180 выпускается шестиступенчатая модификация насоса. У всех модификаций $\Phi_{н.п} = 36^\circ 32_{-10}^{+30}$.

Масса насоса составляет около 30 кг (с регулятором и другими навешенными агрегатами 90 кг, в алюминиевом исполнении 70 кг).

Т а б л и ц а 2.3.
Регулировочные параметры насосов дизелей ЧТЗ

Марка дизеля	$n, \text{ н.} / \text{мин}^{-1}$	$V_{ц. н.} / \text{мм}^3$
Д-108	535	180
Д-180	625	250
Д-160Б	535	245
Д-180	550	210
Д-200	625	310

В насосе применены нагнетательные клапаны грибового типа диаметром 6 мм ($V_{н.р.о} = 55 \text{ мм}^3$). Основные конструктивные особенности насоса — установка кулачкового вала в подшипниках скольжения, к которым подводится смазка от системы дизеля; отдельные чугунные головки секций высокого давления, крепящиеся к чугунному корпусу с помощью шпилек; корректор с пластинчатой пружиной, в который упирается пята рейки. Насосы за счет пазов в двух плунжерах обеспечивают выключение подачи топлива в два цилиндра при работе дизеля на холостом ходу. Насосы выполняются в одном блоке с топливными фильтрами, регулятором и подкачивающей помпой. На насосе имеются привод для тахомотосчетчика и механический регулятор с центробежным измерителем.

Топливные насосы семейства ТН (табл. 2.4) изготавливают с двумя типами профилей кулачков: тангенциальным и дуговым. Насосы, выпускаемые ХТЗ для различных модификаций дизелей семейства СМД14—СМД24, регулируются на номинальную цикловую подачу в пределах 85—160 мм³ при $n_{н.н} = 750 \div 1000 \text{ мин}^{-1}$. Развивают давления нагнетания топлива в пределах 35—55 МПа. Различные модификации этого семейства, выпускаемые для четырех- и шестицилиндровых дизелей А-41, А-01, регулируют на номинальную цикловую подачу 85—230 мм³ при $n_{н.н} = 750 \div 1000 \text{ мин}^{-1}$ и развивают давление нагнетания 35—50 МПа [39]. Диаметр нагнетательных клапанов грибового типа составляет 6 мм.

Основные конструктивные особенности насосов (рис. 2.8): установка кулачкового вала в подшипниках качения; осуществление поворота плунжера при регулировке цикловой подачи с помощью поводка с пальцем, который входит в муфту с пазом, расположенную на рейке насоса; наличие регулировки высоты толкателя болтом, вворачиваемым в корпус толкателя.

Конструкция регулятора имеет следующие особенности: соосное расположение пружины и ступицы грузов; упорный шариковый подшипник для передачи усилий от муфты к рычагу; призматический корректор, степень коррекции которого зависит от наклона призмы корректора; ручное управление обогатителем подачи топлива на пуске; наличие предохранительной пружины, исключающей возникновение в механизме регулятора повышенных усилий.

На ряде модификаций применяется малогабаритный регулятор, который обеспечивает автоматическое увеличение подачи топлива на пуске и имеет корректор, позволяющий регулировать степень увеличения подачи топлива, а также упругий привод со спиральной пружины.

Топливные насосы семейства УТН (табл. 2.4) изготавливаются НЗТА для четырехцилиндровых дизелей семейства ВТЗ и ММЗ. Различные модификации регулируются на $V_{ц.н} = 55 \div 75 \text{ мм}^3$ при $n_{н.н} = 750 \div 1100 \text{ мин}^{-1}$ и развивают давление нагнетания топлива, равное 35—40 МПа.

Т а б л и ц а 2.4. Технические характеристики насосов

Параметр	ТХ (ТХМ)		УТН (УТХМ)		ЯМЗ	ХДЗ1	НДЗ2
	4	4	4	6			
Тип насоса, исполнение	Рядный Б	Рядный А	Рядный А	Рядный А	Рядный Б	Рядный Б	Рядный Б
Размер между осями секций, мм	40	40	32	32	40	40	40
Габаритные размеры, мм	473 (350)	363 (300)	363 (300)	426 (353)	442	60	60
Длина (от плоскости вала)	179	173	173	174	186	15	190
Ширина	27	26	26	281	300	3	45
Масса, кг:	19	26	26	24	24	2	2
Масса грузоподъемного корпуса с чугунным валом	15	15	15	14	15	1	1
Длина хода плунжера, мм	10	10	10	10	10	10	10
Крепление насоса	9 000	10 000	10 000	8 000	7 000	7 000	7 000
Технический ресурс, ч	10 000	10 000	10 000	10 000	10 000	10 000	10 000

Примечания: 1. У всех насосов применяется механический, всережимный регулятор. 2. Масса указана с привалочным фланцем. 3. Масса указана с привалочным фланцем. 4. Масса указана с привалочным фланцем. 5. Масса указана с привалочным фланцем. 6. Масса указана с привалочным фланцем. 7. Масса указана с привалочным фланцем. 8. Масса указана с привалочным фланцем. 9. Масса указана с привалочным фланцем. 10. Масса указана с привалочным фланцем. 11. Масса указана с привалочным фланцем. 12. Масса указана с привалочным фланцем. 13. Масса указана с привалочным фланцем. 14. Масса указана с привалочным фланцем. 15. Масса указана с привалочным фланцем. 16. Масса указана с привалочным фланцем. 17. Масса указана с привалочным фланцем. 18. Масса указана с привалочным фланцем. 19. Масса указана с привалочным фланцем. 20. Масса указана с привалочным фланцем. 21. Масса указана с привалочным фланцем. 22. Масса указана с привалочным фланцем. 23. Масса указана с привалочным фланцем. 24. Масса указана с привалочным фланцем. 25. Масса указана с привалочным фланцем. 26. Масса указана с привалочным фланцем. 27. Масса указана с привалочным фланцем. 28. Масса указана с привалочным фланцем. 29. Масса указана с привалочным фланцем. 30. Масса указана с привалочным фланцем. 31. Масса указана с привалочным фланцем. 32. Масса указана с привалочным фланцем. 33. Масса указана с привалочным фланцем. 34. Масса указана с привалочным фланцем. 35. Масса указана с привалочным фланцем. 36. Масса указана с привалочным фланцем. 37. Масса указана с привалочным фланцем. 38. Масса указана с привалочным фланцем. 39. Масса указана с привалочным фланцем. 40. Масса указана с привалочным фланцем. 41. Масса указана с привалочным фланцем. 42. Масса указана с привалочным фланцем. 43. Масса указана с привалочным фланцем. 44. Масса указана с привалочным фланцем. 45. Масса указана с привалочным фланцем. 46. Масса указана с привалочным фланцем. 47. Масса указана с привалочным фланцем. 48. Масса указана с привалочным фланцем. 49. Масса указана с привалочным фланцем. 50. Масса указана с привалочным фланцем. 51. Масса указана с привалочным фланцем. 52. Масса указана с привалочным фланцем. 53. Масса указана с привалочным фланцем. 54. Масса указана с привалочным фланцем. 55. Масса указана с привалочным фланцем. 56. Масса указана с привалочным фланцем. 57. Масса указана с привалочным фланцем. 58. Масса указана с привалочным фланцем. 59. Масса указана с привалочным фланцем. 60. Масса указана с привалочным фланцем. 61. Масса указана с привалочным фланцем. 62. Масса указана с привалочным фланцем. 63. Масса указана с привалочным фланцем. 64. Масса указана с привалочным фланцем. 65. Масса указана с привалочным фланцем. 66. Масса указана с привалочным фланцем. 67. Масса указана с привалочным фланцем. 68. Масса указана с привалочным фланцем. 69. Масса указана с привалочным фланцем. 70. Масса указана с привалочным фланцем. 71. Масса указана с привалочным фланцем. 72. Масса указана с привалочным фланцем. 73. Масса указана с привалочным фланцем. 74. Масса указана с привалочным фланцем. 75. Масса указана с привалочным фланцем. 76. Масса указана с привалочным фланцем. 77. Масса указана с привалочным фланцем. 78. Масса указана с привалочным фланцем. 79. Масса указана с привалочным фланцем. 80. Масса указана с привалочным фланцем. 81. Масса указана с привалочным фланцем. 82. Масса указана с привалочным фланцем. 83. Масса указана с привалочным фланцем. 84. Масса указана с привалочным фланцем. 85. Масса указана с привалочным фланцем. 86. Масса указана с привалочным фланцем. 87. Масса указана с привалочным фланцем. 88. Масса указана с привалочным фланцем. 89. Масса указана с привалочным фланцем. 90. Масса указана с привалочным фланцем. 91. Масса указана с привалочным фланцем. 92. Масса указана с привалочным фланцем. 93. Масса указана с привалочным фланцем. 94. Масса указана с привалочным фланцем. 95. Масса указана с привалочным фланцем. 96. Масса указана с привалочным фланцем. 97. Масса указана с привалочным фланцем. 98. Масса указана с привалочным фланцем. 99. Масса указана с привалочным фланцем. 100. Масса указана с привалочным фланцем.

Масса указана с привалочным фланцем. 1. Масса указана с привалочным фланцем. 2. Масса указана с привалочным фланцем. 3. Масса указана с привалочным фланцем. 4. Масса указана с привалочным фланцем. 5. Масса указана с привалочным фланцем. 6. Масса указана с привалочным фланцем. 7. Масса указана с привалочным фланцем. 8. Масса указана с привалочным фланцем. 9. Масса указана с привалочным фланцем. 10. Масса указана с привалочным фланцем. 11. Масса указана с привалочным фланцем. 12. Масса указана с привалочным фланцем. 13. Масса указана с привалочным фланцем. 14. Масса указана с привалочным фланцем. 15. Масса указана с привалочным фланцем. 16. Масса указана с привалочным фланцем. 17. Масса указана с привалочным фланцем. 18. Масса указана с привалочным фланцем. 19. Масса указана с привалочным фланцем. 20. Масса указана с привалочным фланцем. 21. Масса указана с привалочным фланцем. 22. Масса указана с привалочным фланцем. 23. Масса указана с привалочным фланцем. 24. Масса указана с привалочным фланцем. 25. Масса указана с привалочным фланцем. 26. Масса указана с привалочным фланцем. 27. Масса указана с привалочным фланцем. 28. Масса указана с привалочным фланцем. 29. Масса указана с привалочным фланцем. 30. Масса указана с привалочным фланцем. 31. Масса указана с привалочным фланцем. 32. Масса указана с привалочным фланцем. 33. Масса указана с привалочным фланцем. 34. Масса указана с привалочным фланцем. 35. Масса указана с привалочным фланцем. 36. Масса указана с привалочным фланцем. 37. Масса указана с привалочным фланцем. 38. Масса указана с привалочным фланцем. 39. Масса указана с привалочным фланцем. 40. Масса указана с привалочным фланцем. 41. Масса указана с привалочным фланцем. 42. Масса указана с привалочным фланцем. 43. Масса указана с привалочным фланцем. 44. Масса указана с привалочным фланцем. 45. Масса указана с привалочным фланцем. 46. Масса указана с привалочным фланцем. 47. Масса указана с привалочным фланцем. 48. Масса указана с привалочным фланцем. 49. Масса указана с привалочным фланцем. 50. Масса указана с привалочным фланцем. 51. Масса указана с привалочным фланцем. 52. Масса указана с привалочным фланцем. 53. Масса указана с привалочным фланцем. 54. Масса указана с привалочным фланцем. 55. Масса указана с привалочным фланцем. 56. Масса указана с привалочным фланцем. 57. Масса указана с привалочным фланцем. 58. Масса указана с привалочным фланцем. 59. Масса указана с привалочным фланцем. 60. Масса указана с привалочным фланцем. 61. Масса указана с привалочным фланцем. 62. Масса указана с привалочным фланцем. 63. Масса указана с привалочным фланцем. 64. Масса указана с привалочным фланцем. 65. Масса указана с привалочным фланцем. 66. Масса указана с привалочным фланцем. 67. Масса указана с привалочным фланцем. 68. Масса указана с привалочным фланцем. 69. Масса указана с привалочным фланцем. 70. Масса указана с привалочным фланцем. 71. Масса указана с привалочным фланцем. 72. Масса указана с привалочным фланцем. 73. Масса указана с привалочным фланцем. 74. Масса указана с привалочным фланцем. 75. Масса указана с привалочным фланцем. 76. Масса указана с привалочным фланцем. 77. Масса указана с привалочным фланцем. 78. Масса указана с привалочным фланцем. 79. Масса указана с привалочным фланцем. 80. Масса указана с привалочным фланцем. 81. Масса указана с привалочным фланцем. 82. Масса указана с привалочным фланцем. 83. Масса указана с привалочным фланцем. 84. Масса указана с привалочным фланцем. 85. Масса указана с привалочным фланцем. 86. Масса указана с привалочным фланцем. 87. Масса указана с привалочным фланцем. 88. Масса указана с привалочным фланцем. 89. Масса указана с привалочным фланцем. 90. Масса указана с привалочным фланцем. 91. Масса указана с привалочным фланцем. 92. Масса указана с привалочным фланцем. 93. Масса указана с привалочным фланцем. 94. Масса указана с привалочным фланцем. 95. Масса указана с привалочным фланцем. 96. Масса указана с привалочным фланцем. 97. Масса указана с привалочным фланцем. 98. Масса указана с привалочным фланцем. 99. Масса указана с привалочным фланцем. 100. Масса указана с привалочным фланцем.

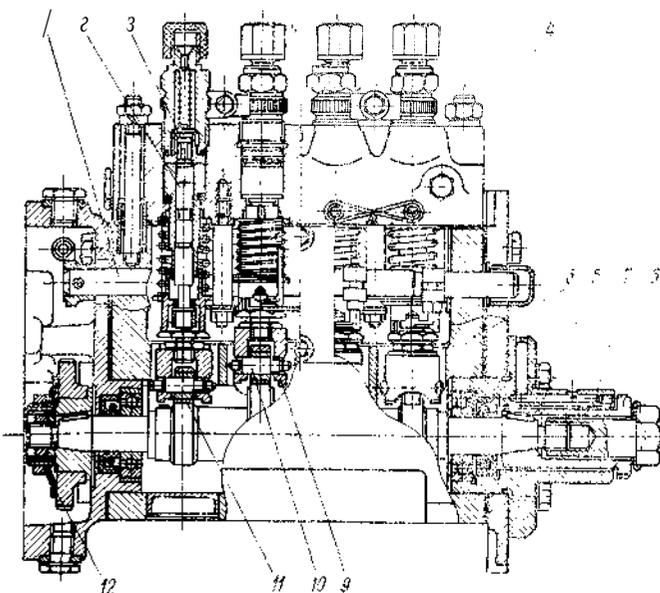


Рис. 2.8. Топливный насос типа 4ТН.
1 — рейка; 2 — нажимной шар; 3 — нагнетательный клапан; 4 — головка; 5 — корпус насоса; 6 — кулачковый вал; 7 — установочный фланец; 8 — плунжерная втулка; 9 — корпус толкателя; 10 — ось ролика; 11 — ролик толкателя; 12 — пружина фрикционная

Насосы имеют тангенциальный профиль кулачкового вала [39], нагнетательные клапаны грибкового типа диаметром 6 мм с разгрузочным пояском ($V_{к.р.о} = 50 \text{ мм}^3$). Корпус насоса (рис. 2.9) изготавливается из алюминиевого сплава, имеет в верхней части два продольных канала — для подвода топлива от топливоподкачивающего насоса и для отсечного топлива — и поперечный канал, через который может быть спущен воздух из питающего тракта. На выходе из канала отсечного топлива установлен перепускной клапан, поддерживающий давление питания 0,07 МПа. На боковой стороне корпуса расположен люк, предназначенный для монтажа и регулировки толкателей и равномерности подачи топлива насосными секциями. Подкачивающая помпа получает привод от эксцентрика кулачкового вала насоса.

Подача топлива изменяется поворотом плунжера с косой кромкой (угол $33^\circ 20'$) с помощью зубчатого венца и втулки, имеющей паз, соединяющийся с выступами плунжера. Толкатели — роликовые с плавающей втулкой; от осевого поворота они фиксируются винтом, ввернутым в корпус насоса. Равномерность подачи регулируется поворотом втулки в гильзе с плунжером при неподвижной рейке насоса. Регулятор выполнен по схеме с последовательным включением корректора, имеет автома-

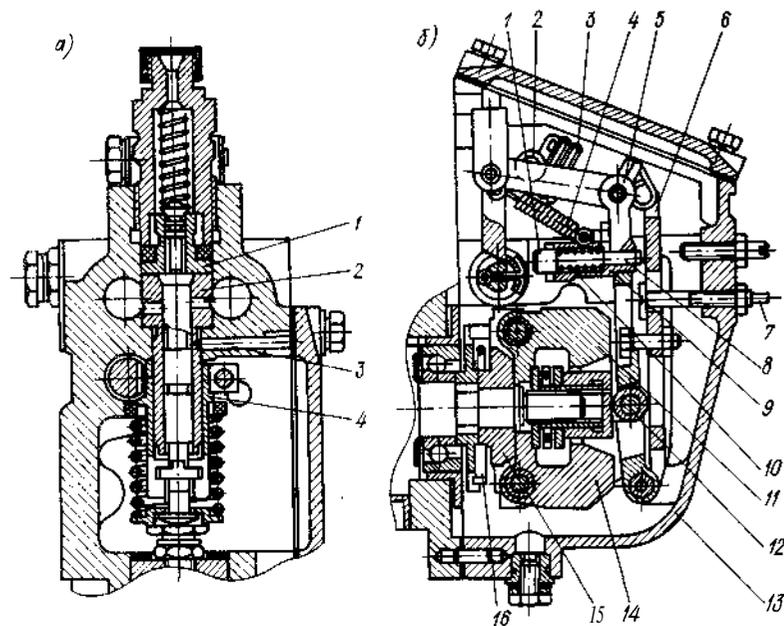


Рис. 2.9. Топливный насос УТН-5: а — поперечный разрез; б — нагнетательный клапан; 2 — втулка плунжера; 3 — штифт; 4 — поворотная гильза; б — регулятор:

1 — регулировочный винт корректора; 2 — рычаг пружины; 3 — пружина регулятора; 4 — пружина обогатителя; 5 — промежуточный рычаг; 6 — основной рычаг; 7 — болт; 8 — шток корректора; 9 — корпус корректора; 10 — пружина корректора; 11 — грузы; 12 — ролик; 13 — корпус; 14 — груз; 15 — ступица грузов; 16 — спиральная пружина

тический обогатитель топлива на пуске. Вращение на ступицу грузов передается через спиральную пружину.

Модернизированные насосы УТНМ имеют конические подшипники, усовершенствованную конструкцию контроля толкателей и другие модернизированные узлы, позволяющие повысить ресурс до 10 000 ч. Смазывание маслом осуществляется централизованно.

Насосы МТНМ типа «компакт» (рис. 2.10) оборудованы все-режимным регулятором и пневмокоректором. Расстояние между осями секций насосов 27 мм, $a_{п} = 9 \text{ мм}$, $s_{п} = 10 \text{ мм}$, $V_{ц.н} = 100 \div 110 \text{ мм}^3$ и $n_{ц.н} = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Топливные насосы семейства ЯМЗ (см. табл. 2.4) имеют тангенциальный профиль кулачка [39] и нагнетательные клапаны грибкового типа диаметром 6 мм с разгрузочным пояском ($V_{к.р.о} = 80 \text{ мм}^3$). Корпус насоса [39] отлит из алюминиевого сплава, кулачковый вал вращается на двух подшипниках качения и опирается на подшипник скольжения. Регулятор насоса выполнен по схеме с последовательным включением корректора, имеет ускоряющую передачу на валик регулятора.

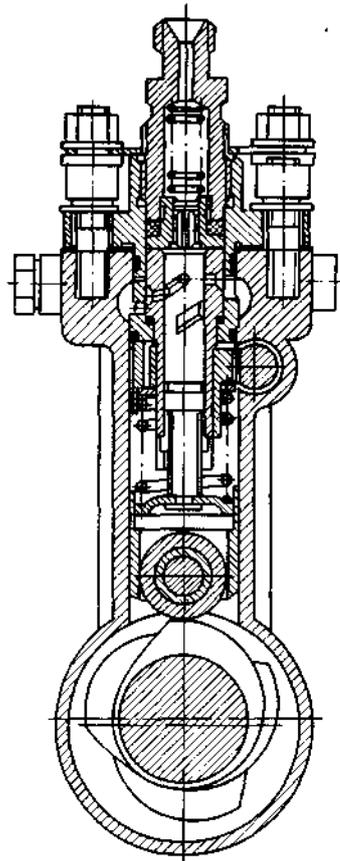


Рис. 2.10. Топливный насос МТНМ

Насосы выпускаются для шести-, восьми- и двенадцатицилиндровых дизелей ЯМЗ-236 (ЯМЗ-238; ЯМЗ-240) и регулируются на $V_{ц.н} = 105 \div 150 \text{ мм}^3$ при $n_{н.н} = 850 \div 1050 \text{ мин}^{-1}$, развивают $p_{т.н}^{\text{max}} = 40 \div 55 \text{ МПа}$.

Топливные насосы для дизелей КАМАЗ имеют U-образную конструкцию (рис. 2.11) и выпускаются в шести-, восьми- и десятиштуцерных модификациях. Диаметр плунжера составляет 9 мм, $s_{п} = 10 \text{ мм}$. Они регулируются на $V_{ц.н} = 75 \div 105 \text{ мм}^3$ при $n_{н.н} = 1300 \text{ мин}^{-1}$ и развивают $p_{т.н}^{\text{max}} = 45 \div 55 \text{ МПа}$. Основные конструктивные особенности: моноблочный корпус из алюминиевого сплава, вставные блочные секции с фланцем (типа «компакт») с регулировкой равномерности подач поворотом секций, а равномерности чередования начала подач толщиной прокладок в толкателе.

Семейство новых топливных насосов для автомобильных дизелей размерности В (40 мм) для мощных дизелей ЯМЗ-840 разработано ЯЗТА и ЯМЗ по схеме «компакт» (рис. 2.12). Некоторые модели оснащены всережимным регулятором насоса ЯМЗ-236 [4]. В перспективе намечено применение новой конструкции регулятора (рис. 2.13). Насосы имеют восьми- и двенадцатиштуцерные модификации. Диаметр плунжера варьируется в пределах 10—12 (14) мм, $s_{п} = 12$ (13) мм. Насосы имеют кулачковый профиль переменной радиуса кривизны, регулируются на $V_{ц.н} = 125 \div 200 \text{ мм}^3$ при $n_{н.н} = 1300 \text{ мин}^{-1}$ и развивают $p_{т.н}^{\text{max}}$ до 65—85 МПа (с перспективным ростом до 100 МПа).

Насосы размерности А (32 мм) разработаны ЯЗТА. Они позволяют получить $V_{ц.н}$ до 120 мм^3 при $n_{н.н} = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и обеспечивают $p_{т.н}^{\text{max}}$ до 50—60 МПа ($d_{п} = 8 \div 10$ (11) мм при $s_{п} = 8 \div 10$ (11) мм). Насосы малой размерности М (24 мм) имеют $s_{п} = 8,9 \text{ мм}$, $d_{п} = 6 \div 9 \text{ мм}$, $p_{т.н}^{\text{max}}$ до 70 МПа, $n_{н.н} = 2900 \text{ мин}^{-1}$.

Для тяжелых дизелей ДМ-21А автосамосвалов применяются шести-, восьми- и двенадцатиштуцерные насосы семейства ТН ... ДМ21А (рис. 2.14) с расстоянием между осями секций 53 мм.

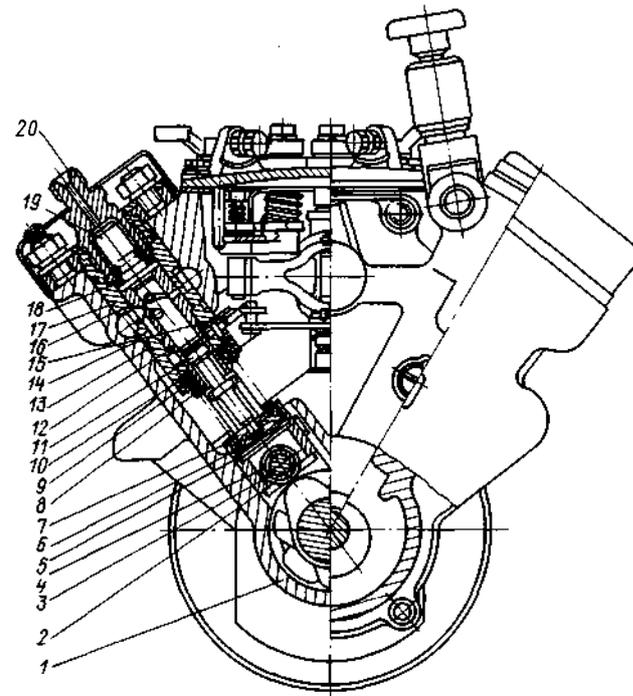


Рис. 2.11. Топливный насос дизеля КАМАЗ:

1 — корпус; 2 — ролик толкателя; 3 — ось ролика; 4 — кулачковый вал; 5 — пята толкателя; 6 — сухарь; 7 — тарелка пружины толкателя; 8 — поворотная втулка; 9 — пружина толкателя; 10 — шайба; // — плунжер; 12, 13 — уплотнительные кольца; 14 — установочный штифт; 15 — правая рейка; 16 — втулка плунжера; 17 — корпус секции; 18 — прокладка нагнетательного клапана; 19 — нагнетательный клапан; 20 — штуцер

В насосы могут устанавливаться плунжеры диаметром 16—20 мм, с $s_{п} = 12 \div 16 \text{ мм}$, регулируемые на $V_{ц.н} = 750 \div 1200 \text{ мм}^3$ при $n_{н.н} = 500 \div 900 \text{ мин}^{-1}$ и развивающие $p_{т.н}^{\text{max}} = 90 \div 120 \text{ МПа}$.

В рамках обновления конструкций рядных топливных насосов ЦНИТА разработаны семейства насосов НТД-27, НТД-32 (35), НТД-40 типа «компакт» для тракторных дизелей. Основные отличия — фиксация кулачкового вала в радиально-упорных подшипниках и модернизированная конструкция нагнетающей секции с клапаном двойного действия.

Топливные насосы семейства НД21(22) (см. табл. 2.4), комплектующие четырехцилиндровые дизели ВТЗ, регулируются на $V_{ц.н} = 50 \div 75 \text{ мм}^3$ при $n_{н.н} = 800 \div 1100 \text{ мин}^{-1}$ и создают $p_{т.н}^{\text{max}} = 35 \div 40 \text{ МПа}$. Насосы семейства НД22 комплектуют шести-, восьмицилиндровые дизели семейства СМД, регулируются на $V_{ц.н} = 105 \div 170 \text{ мм}^3$ при $n_{н.н} = 850 \div 1050 \text{ мин}^{-1}$ и развивают $p_{т.н}^{\text{max}} = 45 \div 55 \text{ МПа}$.

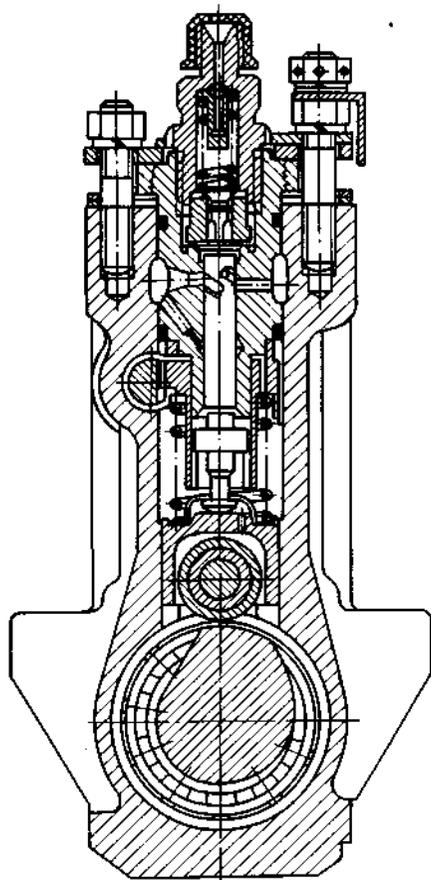


Рис. 2.12. Топливный насос дизеля ЯМЗ-840

вой подачи — жесткостью и начальной затяжкой пружины корректора. В насосе применяется цельная насосная секция. Насосы НДМ22 смазываются маслом централизованно от системы дизеля, а НД21М — топливом. Насосы модификации НДМ обеспечивают увеличение давления нагнетания топлива от 45—50 до 60—70 МПа.

Двухплунжерная модификация насоса в значительной степени унифицирована с одноплунжерной. В ней применен вал с двумя кулачковыми шайбами, а вращательное движение от одной секции к другой передается через промежуточную шестерню, установленную на кронштейне.

В модернизированном с целью повышения надежности насосе типа НДУ (рис. 2.16) с новым рабочим циклом ЦНИТА увеличена

На насосах применяются кулачки с вогнутым и тангенциальным профилями и нагнетательные клапаны двойного действия. Насосы могут оснащаться пневмокорректором и антикорректором. Корпус насоса (рис. 2.15) выполнен из алюминиевого сплава литьем под давлением. К боковой стороне корпуса крепится топливоподкачивающий насос, привод которого осуществляется от дополнительного эксцентрикового вала. Плунжер — распределитель топлива приводится во вращение через коническую передачу и цилиндрические шестерни. В насосе применен регулятор с параллельным включением пружины корректора. Вал регулятора, приводящий через спиральную пружину ступицу грузов регулятора, имеет частоту вращения, в два раза большую, чем кулачковый вал.

Подача топлива при пуске двигателя увеличивается автоматически под действием пусковой пружины, перемещающей вильчатый рычаг, воздействующий на дозатор. Запас подачи определяется величиной выступающего штока корректора, а характер изменения цикло-

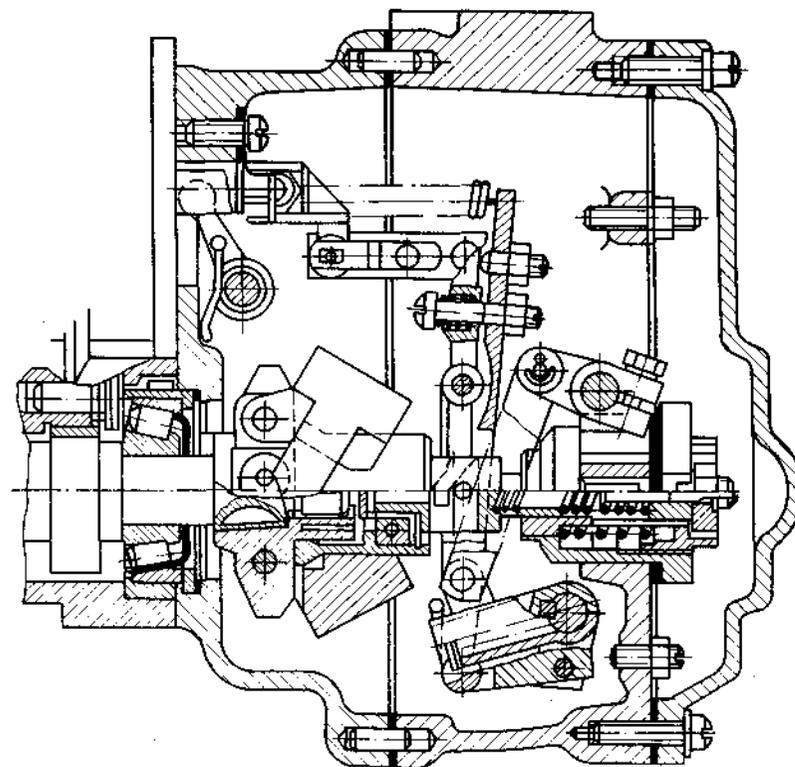


Рис. 2.13. Модернизированный регулятор топливного насоса дизеля ЯМЗ-840

жесткость секций высокого давления, применен один центральный нагнетательный клапан, усилен передний подшипник, используется регулятор с последовательным включением пружины, а также реализован ряд других конструктивных мероприятий, направленных на повышение надежности насоса. Разработана модификация насоса НД24, в которой увеличено расстояние между секциями (от 53 до 61 мм). Насос имеет большую высоту и массу (см. табл. 1.28) и обеспечивает увеличение $V_{ц.н}$ до 250 мм³ при $n_{ц.н} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ и при росте $p_{г.н}^{\text{max}}$ до 90—100 МПа.

Конструкции насосов распределительного типа с приводом плунжера от торцевого кулачкового профиля, разработанные ЦНИТА (рис. 2.17 и 2.18, табл. 1.28), предназначены для легких автомобильных (включая дизели легковых автомобилей ВАЗ) и тракторных дизелей малого литража (V_g до 1,5 л). В насосе устанавливаются плунжеры диаметром 7—10 мм, а ход плунжера варьируется в пределах 3—5,5 мм, $p_{г.н}^{\text{max}}$ достигает 45—50 МПа при $V_{ц.н} = 35 \div 40 \text{ мм}^3$ и 75—80 МПа при $V_{ц.н}$ до 120 мм³. В на-

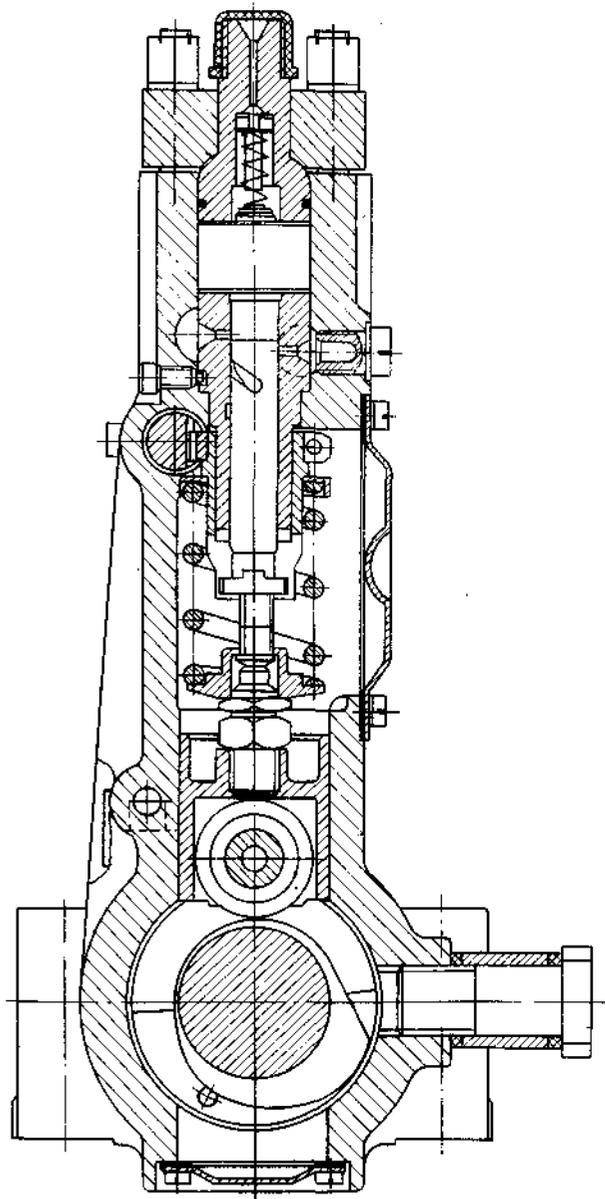


Рис. 2.14. Топливный насос дизелей ДМ

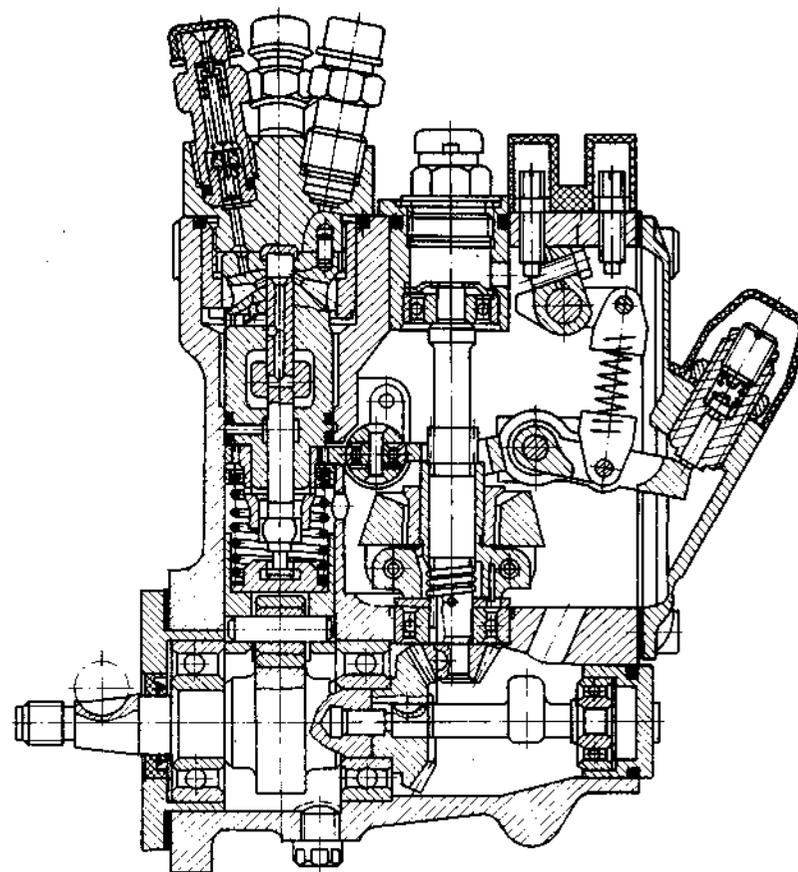


Рис. 2.15. Одноплунжерный топливный насос распределительного типа HD21

сосах реализован рабочий цикл ЦНИТА, что обеспечивает высокую износостойкость нагнетающей секции, имеются встроенный автомат угла опережения впрыскивания топлива, пневмокорректор и другие автоматические корректирующие устройства.

Отличительной особенностью первой схемы (см. рис. 2.17) является размещение грузов регулятора на приводном валу, в то время как во второй схеме (см. рис. 2.18) грузы регулятора размещаются на специальном валике, установленном параллельно приводному валу, а привод ступицы грузов осуществляется через ускоренную шестеренную передачу. Преимуществами первой схемы являются исключение шестерен и деталей, вращающихся с частотой, большей частоты вала, а также увеличение момента инерции приводного вала, что создает большие возможности для

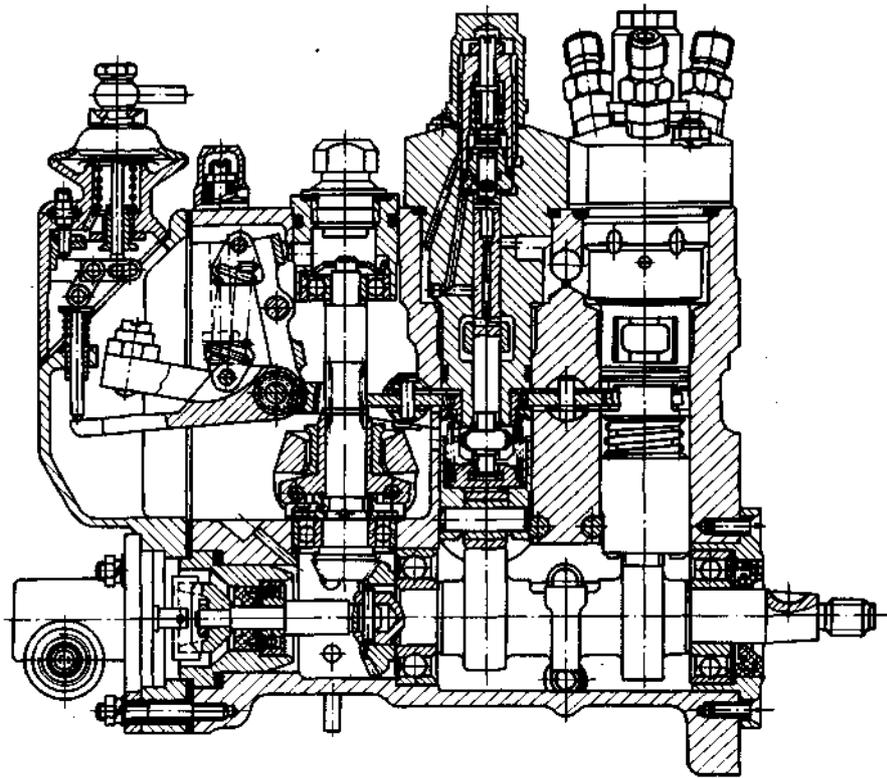


Рис. 2.16. Двухплунжерный топливный насос распределительного типа НДУ22

интенсивного нарастания давления в начале впрыскивания. Вторая схема позволяет уменьшить массу грузов, регулятора.

Насос НК-10 (12) устанавливается на дизелях В-30Б и 8ДВТ-300. Основные параметры насоса: $d_{п} = 10$ (12) мм, $s_{п} = 10$ мм, профиль кулачка — тангенциальный, клапан — грибовидного типа ($d_{к} = 8$ мм); насос многоплунжерный рядный с расстояниями между секциями 48 мм. Кулачковый вал расположен на крайних опорах с подшипниками качения и на промежуточной опоре — подшипнике скольжения. Корпус насоса отлит из алюминиевого сплава. Регулятор — центробежный, механический, всережимный с шариковыми грузами. Корректор установлен с торца рейки насоса.

Основные параметры насос-форсунок дизелей fFA3 представлены в табл. 2.5 [39]. Частота циклов работы насос-форсунок 2000 в 1 мин, $d_{п} = 6,35^{+0,02}$ мм, $s_{п} = 8,6$ мм.

Основные конструктивные особенности системы следующие: наличие двух косых кромок на плунжере, что позволяет осуще-

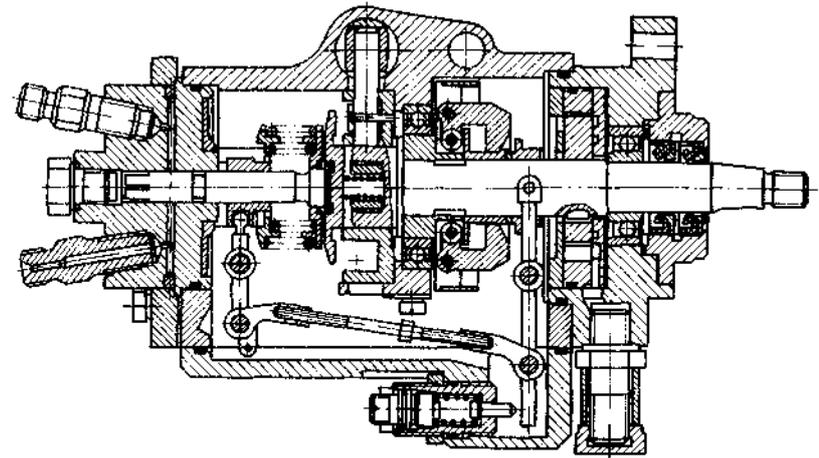


Рис. 2.17. Топливный насос распределительного типа с приводом плунжера от торцевой кулачковой шайбы и соосным регулятором НДСПМТ

ствлять изменение угла опережения впрыскивания с изменением нагрузки; открытый распылитель и высокие значения давлений впрыскивания на номинальном режиме (до 200 МПа); наличие защитной вращающейся втулки, предохраняющей корпус от гидроэрозионного износа; установка в подводящем и отводящем штуцерах металлокерамических фильтров; возможность монтажа ре-

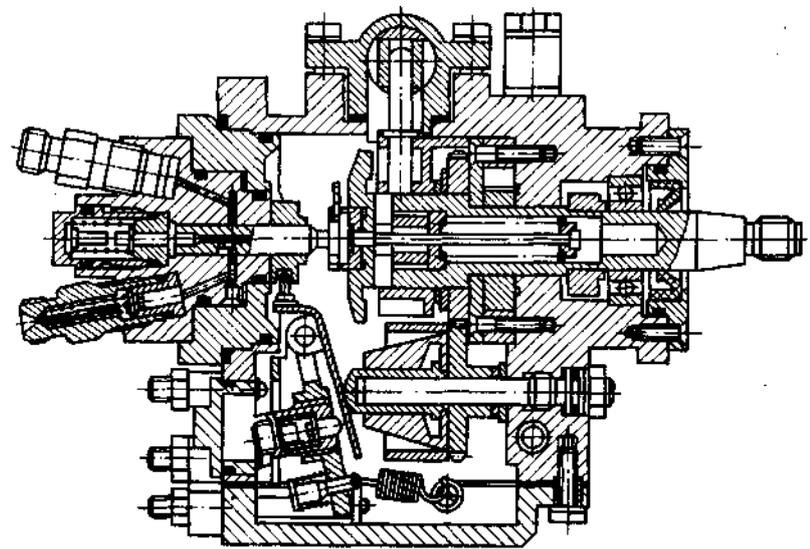


Рис. 2.18. Топливный насос распределительного типа с приводом плунжера от торцевой кулачковой шайбы и автономным приводом регулятора НДСПМ2

Таблица 2.5. Параметры насос-форсунок дизелей ЯАЗ

Модель насос-форсунки	Модель дизеля, на который устанавливается насос-форсунка	V _{ц.н} , мм ³	Количество распыливающих отверстий
Ар20АЗ	ЯАЗ-М204А; ЯАЗ-М204Г; ЯАЗ-М206А; ЯАЗ-М206Н	60—67	6
Ар21АЗ	ЯАЗ-М206Б	78—85	7
Ар23АЗ	ЯАЗ-М204В	70—77	7

Примечание. Диаметр распыливающих отверстий 0,152 + 0,01 мм.

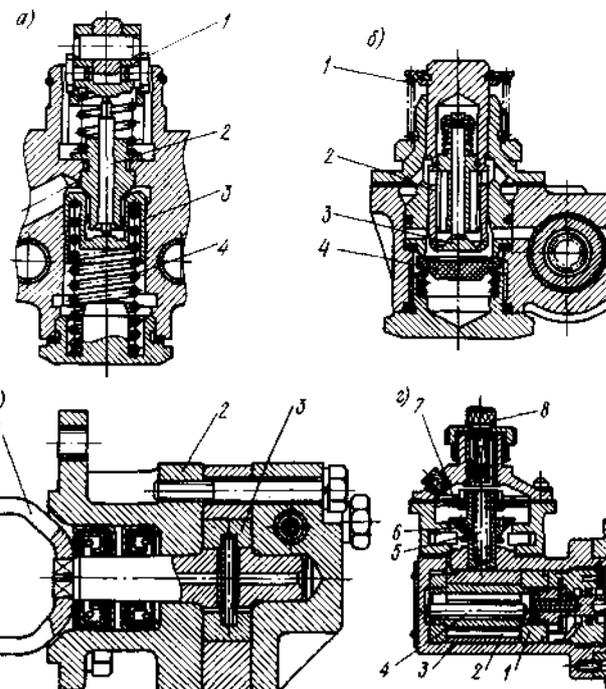
гулирующей шестерни непосредственно на штоке плунжера. Регулятор — механический, центробежный, двухрежимный. Равномерность подач между отдельными насос-форсунками осуществляется поворотом поводков на управляющем валу о помощью болтов.

Автоматические муфты опережения впрыскивания применяются на топливных насосах четырехтактных дизелей ЯМЗ, а также на дизеле СМД-60 (насос НД22/6). Схема муфты центробежного типа аналогична схеме фирмы «Р. Бош», масса муфты 6 кг. Муфта увеличивает угол опережения впрыскивания в диапазоне $n_{н.м} - n_{н.н}$ на 3—5° по углу поворота кулачкового вала насоса. Различная настройка муфты по характеристике обеспечивается за счет подбора параметров пружины. Для дизелей малого литража ЦНИТА разработана малогабаритная муфта, имеющая массу 3,5 кг, в которой грузы, связанные пружинами, перемещаются под воздействием центробежной силы по наклонным направляющим.

Подкачивающие насосы. На ТА отечественных дизелей применяются поршневые откачивающие насосы (рис. 2.19, а, б, табл. 2.6 и 2.7). Основные требования, правила приемки и методы испытаний на откачивающие насосы регламентируются ГОСТ 15829—77. Максимальное давление топлива, создаваемое

Таблица 2.6. Параметры откачивающих насосов

Модель насоса высокого давления	Диаметр поршня $d_{п.п}$, мм	Ход поршня $s_{п.п}$, мм	Усилие пружины поршня, Н		Максимальный напор при перекрытом штуцере, МПа	Зазор между поршнем и корпусом у впускной помпы, мм
			начальное	максимальное		
4ТН	22	10	42	82	0,24	—
УТН-5	24	6,5	42	68	0,17	0,010—0,038
ЯМЗ-236	22	10	155	252	0,41	0,006—0,042
НД21	22	8	174	216	0,36	0,006—0,042



Р; с. 2.19. Подкачивающие насосы:

- а — качающий узел насоса НД21/4: 1 — толкатель; 2 — шток; 3 — поршень; 4 — пружина;
 б — качающий узел прецизионной помпы: 1 — пружина; 2 — поршень; 3 — всасывающий клапан; 4 — нагнетательный клапан;
 в — шестеренная помпа дизеля ЯАЗ: 1 — муфта; 2 — корпус; 3 — качающий элемент;
 г — роторно-лопастная помпа: 1 — втулка; 2 — лопасти; 3 — корпус; 4 — ось; 5 — пружина; 6 — редукционный клапан; 7 — мембрана; В — регулировочный шток; 9 — приводной вал

Таблица 2.7. Показатели производительности * откачивающих насосов (ГОСТ 15829—77*Е)

Частота рабочих циклов поршня, Гц (частота вращения вала, мин ⁻¹)	Объемная подача *, л/мин, не менее, при ходе поршня, мм		
	6,0	8,0	10,0
10,8 (650)	0,75	1,00	1,25
14,1 (850)	1,00	1,30	1,68
16,7 (1000)	1,15	1,55	1,90

* При разрежении на всасывании не менее 0,012 МПа и противодавлении не менее 0,03 МПа.

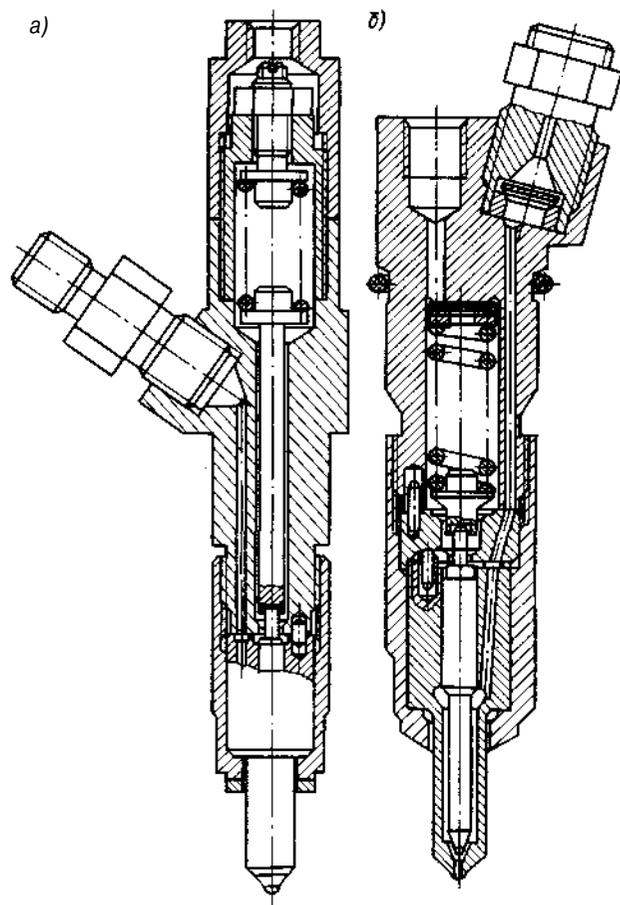


Рис. 2.20. Форсунки: а — ФД-22; б — дизелей КАМАЗ

насосом, должно быть не менее 0,17 МПа. На дизеле В-30Б применяются роторно-лопастные помпы (рис. 2.19, з), на дизелях ЯАЗ — шестеренные (рис. 2.19, б). Насосы НДСП оборудуются двумя помпами: поршневой и роторно-лопастной (см. рис. 2.17).

Форсунки. Основные конструктивно-регулируемые параметры распылителей и форсунок (рис. 2.20) отечественных дизелей представлены в гл. 3. Отечественные многодырчатые форсунки 6Т2, 6А1, ФД-22 имеют угловую фиксацию распылителя относительно корпуса с помощью штифта и одну и ту же принципиальную схему.

Гайки распылителей имеют следующие размеры наружного диаметра:

Модель форсунки	ФШ	6Т2	6А1	ЯМЗ-236	ФД-22	ЧТЗ
$D_{г}$, мм	25	25	24	24	22	25

Таблица 2.8. Основные размеры фильтров грубой очистки (рис. 2.21, а)

Типоразмер фильтра	Максимальная пропускная способность, кг/ч	H_1	H_2	B_1	B_2	A_1	A_2^*	d
		мм						
ФГ-10	10	170	146	100	98	50	32	8,5
2ФГ-10	20	170	170	125	198	62	60	11
ФГ-25	25	194	170	122	120	60	46	11
ФГ-75	75	275	250	148	144	75	50	13
2ФГ-75	150	275	262	165	288	83	98	15
ФГ-100	100	272	210	133	112	77	39	9
2ФГ-100	200	272	256	172	224	77	75	11
ФГ-150	150	315	290	200	195	100	100	17

Примечание. Таблица устанавливает размеры базовых моделей фильтров и не распространяется на фильтры с дополнительными устройствами, устанавливаемыми на них.

* Расстояние между отверстиями крепежного фланца.

Габаритные и присоединительные размеры форсунок регламентируются ГОСТ 15059—77, в котором предусмотрен ряд установочных диаметров: 17, 22, 24, 25 мм. Длина бесштифтовой форсунки 222 мм, штифтовой — 122 мм. Биение носика распылителя относительно установочного диаметра не должно превышать 0,3 мм. Требования к месту установки форсунок в головках тракторных и комбайновых дизелей регламентируются ГОСТ 622—81.

На рис. 2.20, б представлена бесштанговая форсунка с нижним расположением пружины, применяемая на дизелях КАМАЗ.

Для тракторных и комбайновых дизелей разработана модификация форсунки ФДМ-22, имеющей центровку в головке по корпусу форсунки и модернизированный узел регулировки усилия затяжки иглы форсунки, а также форсунки МДФ с установочным диаметром 22 мм (предусматривается модификация с установочным диаметром 17 мм и $d_{и} = 4,5$ мм), имеющей нижнее расположение пружины и укороченную штангу, крепление накладной скобой и уменьшенную до 0,4 кг массу (масса форсунки ФД-22 — 0,75 кг).

Топливные фильтры. На тракторных дизелях до 1968 г. применялся фильтр грубой очистки топлива шелевого типа. Такого типа фильтры сохранились на двигателях Д54А, Д-75, Д-108. С 1969 г. на дизелях начали применять фильтры отстойно-инерционного типа ФГ; разработанные ЦНИТА (табл. 2.8, 2.9 и рис. 2.21, а).

Основные параметры фильтров ФГ регламентировались ГОСТ 15048—76*. Тонкость отсева механических примесей должна быть 15—80 мкм (фильтров тракторных и комбайновых дизелей

Таблица 2.9. Параметры фильтров грубой очистки ФГ

Типоразмер фильтра	Объем внутренней полости стакана, л	Примерный объем отстойной полости, л	Пропускная способность, л/ч	Перепад давлений, кПа	Наружный диаметр стакана, мм
ФГ-10	0,30	0,1	10	0,68	70
ФГ-25	0,75	0,2	25	1,36	96
ФГ-75	1,50	0,4	75	5,44	120

не более 40 мкм), а полнота отсева — не менее 30%. Полнота отсева воды — не менее 80%. Перепад давления на фильтре при максимальной пропускной способности не должен превышать 981 Па, а предельный перепад у загрязненного фильтра, не нарушающий его прочности, должен быть не менее 0,0981 МПа. Фильтр должен обеспечивать работу при разрежении до 0,0588 МПа.

Стаканы фильтров могут изготавливаться из металла или прозрачной пластмассы, а детали фильтров должны изготавливаться из водобензо- и маслостойких материалов или иметь защитные покрытия. В фильтрах тонкой очистки топлива на отечественных тракторных дизелях ранее применявшиеся фильтрующие элементы, изготовленные из хлопчатобумажной пряжи, заменены в фильтрах ТФ и 2ТФ элементами из специальной фильтровальной бумаги марки БФДТ, свиваемой в фильтрующую штору (рис. 2.21, б). В фильтрах дизелей ЯМЗ (рис. 2.21, в) исполь-

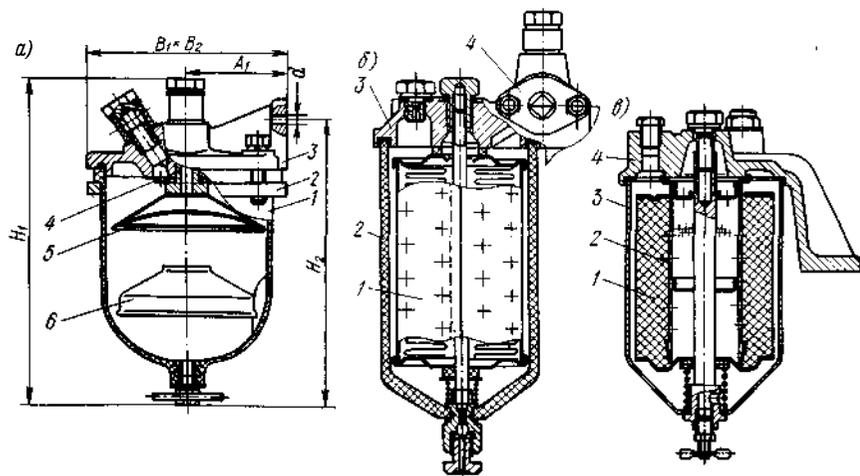


Рис. 2.21. Топливные фильтры:

а — грубой очистки: 1 — стакан; 2 — фланец; 3 — кронштейн; 4 — шиток; 5 — отражатель; 6 — успокоитель; б — тонкой очистки 2ТФ: / — фильтрующий элемент; 2 — корпус; 3 — крышка; 4 — кран для очистки элементов противотоком; в — тонкой очистки дизелей ЯМЗ; 1 — фильтрующий элемент; 2 — сетка; 3 — стакан; 4 — крышка

зовались элементы, состоящие из древесных опилок. На дизелях КАМАЗ применяются бумажные фильтрующие элементы (бумага свернута в форме звездочки). На отечественных тракторных дизелях в основном применяются двухступенчатые фильтры тонкой очистки топлива.

Разработаны современные совмещенные в одном цилиндре (один внутри другого) фильтрующие элементы ЭФТ с первой и второй ступенями, работающими последовательно. Основные размеры фильтрующих элементов ЭФТ: диаметр 90 мм, длина 125 мм. На дизелях ВТЗ и РПОМ применяются фильтры ФТ-75 (цифра указывает максимальную пропускную способность, л/ч), на дизелях семейства СМД 14 (21) — ФТ75А (индекс «А» указывает тип крепления стакана к корпусу — центральный болтом), на дизелях АМЗ и Д-160 (ЧТЗ) — ФТ-150А, а на дизелях 8ДВТ-300 — фильтр с четырьмя элементами ЭФТ-75. На дизелях ММЗ применяется фильтр со специальным корпусом и элементом ЭФТ-75.

В бумажных фильтрах заслуживают предпочтения конструкции фильтрующей шторы, которые обеспечивают как можно меньшее число сгибов бумаги, в которых возможны ее прорывы и увеличение сечения проходящих путей

Таблица 2.10. Требования к основным показателям качества работы фильтров тонкой очистки (ГОСТ 14146—88)

Показатель	Нормы для дизелей, в которых топливный насос высокого давления с плунжером диаметром, мм	
	До 12	Св. 12
Полнота отсева фильтров, не менее:		
для всех дизелей, кроме автомобильных	0,9	0,85
для автомобильных дизелей	0,85	0,80
Тонкость отсева фильтров, мкм, не более:		
для всех дизелей, кроме автомобильных	3	5
для автомобильных дизелей	5	7
Ресурс фильтрующих элементов до их замены при использовании дизельных топлив с коэффициентом фильтруемости $K \leq 2$ (ГОСТ 19006—73), ч, не менее:		
для всех дизелей, кроме автомобильных	1500	1000
для автомобильных дизелей	500	700
Перепад давления на фильтре, не вызывающий разрушения фильтрующего элемента, МПа	0,22	
Условная пропускная способность фильтров	По стандартам и техническим условиям на фильтры конкретного типа	
Примечание. Гидравлическое сопротивление чистого бумажного элемента не превышает 0,01 МПа.		

для загрязненного топлива. Поэтому более эффективно работают элементы, сформированные в виде звездочки или спирали (фильтры фирм САУ и «Р. Бош»).

Основные требования к фильтрам тонкой очистки топлива регламентируются ГОСТ 14146—88. Детали фильтров и фильтрующих элементов должны иметь защитные покрытия или изготавливаться из материалов, не теряющих механических свойств от воздействия дизельного топлива и воды. Этим же стандартом регламентируются правила приемки и методы испытаний фильтров. Ориентировочные требования представлены в табл. 2.10.

Нагнетательные трубопроводы. Изготавливаются из бесшовных стальных труб высокого давления, соответствующих требованиям ГОСТ 11017—80. На отечественных дизелях применяются трубы с наружным диаметром $7 \pm 0,2$ мм и внутренним диаметром $2,0 \pm \pm 0,05$ мм. В соответствии с ГОСТ 8519—81 в трубопроводах АТД в основном используются соединения типа СВН. На ряде дизелей (ЯМЗ) применяются соединения нагнетательных трубопроводов со штуцерами насоса с помощью поворотных угольников.

Трубопроводы, применяемые на отечественных дизелях, имеют следующую длину (мм):

Марка дизеля	Д-144	СМД-14	ЯМЗ-236	Д-240		
Длина трубопровода	570; 725; 890; 1050	630	400	675		
Марка дизеля	АМ-41	АМ-01	Д-108(160)	ЯМЗ-238	ЯМЗ-238НВ	
Длина трубопровода	750	880	1200	400	400	
Марка дизеля	СМД-60	СМД-80	СМД-31	Д-108	Д-130	Д-160
Длина трубопровода	1380	1530	916	1450	1450	1450

2.3. КОНСТРУКЦИЯ ПРЕЦИЗИОННЫХ УЗЛОВ

Требования к материалам. Основным видом износа прецизионных элементов ТА является абразивный износ, который преобладает в области наполнительных окон втулки и торца плунжера, перекрывающего кромки окон втулки. Износ прецизионных поверхностей также наблюдается в районе любого назначения перепускных отверстий и перекрываемых ими кромок. Наряду с конструктивными мероприятиями с целью уменьшения износа детали прецизионных узлов изготавливаются из специальных сталей и проходят термообработку с целью получения высокой твердости сопрягаемых поверхностей ($HRC > 60$). Изготовление плунжерных пар из азотируемых сталей позволяет повысить их износостойкость на 40—50% по сравнению с цементируемыми (табл. 2.11). Эти стали обладают высокой антикоррозионной стойкостью. Азотируемая сталь 38ХМЮА обладает повышенной поверхностной хрупкостью, что может приводить к сколам металла.

Иглы распылителей изготавливают обычно из стали Р18, клапанные пары — из стали ШХ15. Для иглы распылителя отработана сталь Р6М5, не содержащая вольфрама. Ведутся работы по повышению твердости поверхности прецизионных деталей путем

нанесения нитридов титана на основе использования вакуумно-плазменной технологии.

Плунжерные пары. Длина прецизионной части плунжерной пары должна быть не менее 3,5—4,5 диаметров, в конструкциях отечественных насосов она составляет 5—6,5 диаметров. В рядных насосах возможны два варианта проточной части втулки плунжерной пары: первый — когда наполнение надплунжерного пространства топливом и отсечка осуществляются через одни и те же

отверстия, второй — когда одно из отверстий втулки (верхнее) будет наполнительным, а второе (нижнее) — отсечным. Достоинством первой схемы является простота конструкции. Однако такая конструкция исключает разделение потоков топлива в полостях питания и отсечки топлива и несколько уменьшает износостойкость плунжерной пары. Наличие двух симметрично расположенных отсечных кромок разгружает плунжер от боковых усилий.

Плунжерная пара с двумя отверстиями может быть конструктивно оформлена с расположением вертикального паза на наружной поверхности плунжера, а также с отсечным карманом, который будет сообщаться с надплунжерным пространством через центральное отверстие в плунжере. Этот вариант является предпочтительным, так как при существующем технологическом процессе изготовления плунжерных пар, предусматривающем их обкатку между параллельными дисками, наличие бокового паза приводит к нарушению геометрии поверхности плунжера.

В плунжерных парах с центральным каналом отсечные кромки могут выполняться по прямой линии дисковой фрезой и по винтовой линии пальцевой фрезой. Первый вариант плунжера технологически более прост, однако в этом случае имеет место нелинейная зависимость между поворотом плунжера и величиной его активного хода.

Вследствие большого времени открытия наполнительных окон в рядных нефорсированных насосах удается обеспечить устойчивое наполнение при одном наполнительном отверстии во втулке, в то время как в форсированных рядных насосах, а также в насосах распределительного типа (например, насосах семейства НД) с целью обеспечения полного заполнения надплунжерного пространства делают несколько наполнительных отверстий и соответственно увеличивают пути утечки топлива (рис. 2.22, а, б).

Отличительной особенностью рядных насосов является также то, что на рабочих режимах изнашивается один участок плунжера (повернутые на 90° эпюры изношенных участков плунжера на развертке изображены заштрихованными треугольниками, а за-

Т а б л и ц а 2.11.
Термостойкость сталей

Марка стали	Температура, при которой сохраняется твердость, °С	Твердость
ШХ15	200—220	58
ХНГ	220	58
25Х5М	400	64
18Х2НЧМА	160	58
Р18	560	60

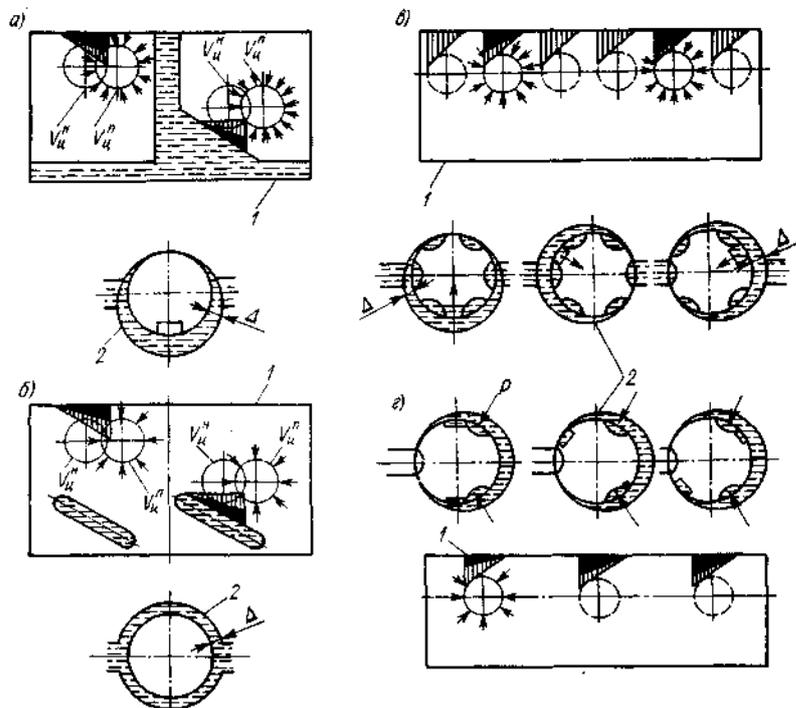


Рис. 2.22. Развертки прецизионных поверхностей втулки и плунжера (1) и схемы (поперечных сечений) расположения плунжера относительно отверстия втулки (2): а — в рядном насосе с неуравновешенным плунжером; б — в насосе распределительного типа НД с двумя наполнительными окнами (серийном); в — в рядном насосе с уравновешенным от боковых усилий плунжером; г — в насосе распределительного типа НД с одним наполнительным окном при организованном прижиге плунжера; $V_{ц}^н$, $V_{ц}^п$ — положения окон при номинальной и пусковой подачах

черные треугольники — эпюры давлений топлива у отверстий). На пусковом режиме, лимитирующем работоспособность плунжерной пары, эти участки вследствие поворота плунжера при регулировании подачи удаляются от наполнительного окна, что способствует повышению герметичности плунжерной пары на режиме пуска и увеличивает срок ее службы.

Важным фактором, определяющим плотность плунжерной пары при прочих равных условиях, является положение плунжера во втулке в момент активного хода. В первоначальных конструкциях рядных насосов с пазом на поверхности плунжера, например в насосах типа ЛСТН (рис. 2.22, а), топливо, находящееся под давлением, заполняет паз и отжимает плунжер ко втулке таким образом, что у наполнительного и отсечного отверстий образуется большая щель А для перетекания топлива из серповидного объема в наполнительные окна (рис. 2.22, а, г).

В более современных конструкциях рядных насосов марок УТН-5, ЯМЗ-236 и др. с целью устранения одностороннего прижима плунжера осуществляется симметричная форма отсечных пазов (рис. 2.22, б) и обеспечивается центральная установка плунжера во втулке, что соответственно уменьшает величину щели А, по которой топливо перетекает в наполнительные окна (рис. 2.22, б, г).

В насосе распределительного типа НД21 также имеет место неуравновешенность плунжера (рис. 2.22, в, г), прижим которого ко втулке происходит под воздействием давления топлива, находящегося в распределительном пазе плунжера. Вследствие вращения плунжера место прижима непрерывно перемещается по поверхности втулки.

Возможными путями повышения срока службы плунжерных пар в насосах распределительного типа при обычном рабочем цикле являются уменьшение количества наполнительных отверстий до одного (при осуществлении мероприятий, обеспечивающих надежное наполнение надплунжерного пространства) и уравновешивание плунжера от боковых сил давления топлива (рис. 2.22, г). В этом случае также обеспечивается постоянный в течение рабочего цикла прижим плунжера к наполнительному окну (топливом, заполняющим лунки от износа поверхностей плунжера в период перекрытия торцом наполнительного окна), что будет способствовать существенному уменьшению проходных сечений путей утечек топлива и увеличению срока службы плунжерной пары.

В плунжерных парах диаметром до 10 мм зазор обычно выполняется не менее 0,6 мкм, а в парах диаметром 10—20 мм — не менее 1,0 мкм. Зазор ограничивается с целью исключения «зависания» плунжера. Величина зазоров в плунжерных парах отечественных рядных насосов находится в пределах 0,8—1,6 мкм, а в плунжерной паре насоса распределительного типа НД21/4 — в пределах 0,6—1,6 мкм. При одном и том же зазоре в насосах распределительного типа при рабочем процессе ЦНИТА износостойкость плунжерных пар существенно выше (см. рис. 2.4). Изготовление плунжерных пар с такими малыми зазорами определяется следующими соображениями.

1. Если при высокой частоте вращения вследствие высокой скорости плунжера и малой продолжительности процесса впрыскивания изменение величины зазора в плунжерной паре в широком диапазоне (0,5—14 мкм) практически не влияет на основные показатели процесса (рис. 2.23, а), то при работе на пусковом режиме увеличение зазоров приводит к существенному ухудшению всех показателей (рис. 2.23, б).

2. При комплектации топливного насоса плунжерными парами, имеющими различные зазоры на номинальном режиме работы, за счет подрегулировки секций может быть получена малая степень неравномерности подач топлива. Однако на других

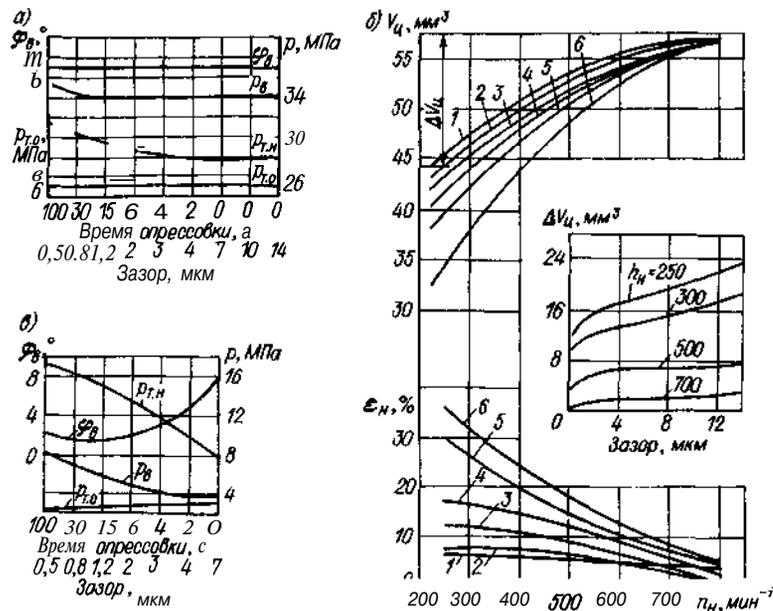


Рис. 2.23. Зависимость параметров процесса топливоподачи от величины зазоров в плунжерной паре:
 а — номинальный режим дизеля Д-37М ($n_{н.п} = 800 \text{ мин}^{-1}$, $V_{ц.п} = 56 \text{ мм}^3$);
 б — скоростные характеристики насоса УТН-5 (средний зазор в паре, мкм: 1 — 0,5; 2 — 0,8; 3 — 1,2; 4 — 3,0; 5 — 7,0; 6 — 14,0);
 в — пусковой режим ($n_{н.п} = 75 \text{ мин}^{-1}$; $V_{ц.п} = 115 \text{ мм}^3$)

скоростных режимах и при частичных подачах топлива будет наблюдаться повышенная степень неравномерности подач (рис. 2.23, б). Чем меньше зазоры, тем легче обеспечить насос идентичными парами.

Несмотря на небольшие зазоры в плунжерных парах, плунжер должен свободно (без прихватовываний) перемещаться во втулке, поэтому к геометрической форме прецизионных деталей и чистоте сопрягаемых поверхностей предъявляются высокие требования. Параметры шероховатостей цилиндрических поверхностей $R_a \leq 0,04 \text{ мкм}$ (ГОСТ 2789—73*). Допускаемые отклонения от цилиндрической формы должны составлять не более 0,001 мм; некруглость не должна превышать 0,0005 мм, а конусность — 0,0006 мм на длине 20 мм рабочей поверхности плунжера (наибольший диаметр плунжера и наименьший диаметр втулки должны располагаться со стороны пространства сжатия).

Наряду с герметичностью плунжерных пар по цилиндрической поверхности необходимо также обеспечить плотность торцевых стыков между втулкой и седлом клапана и между втулкой и головкой насоса. Согласно ГОСТ 25708—83 (СТ СЭВ 2406—80),

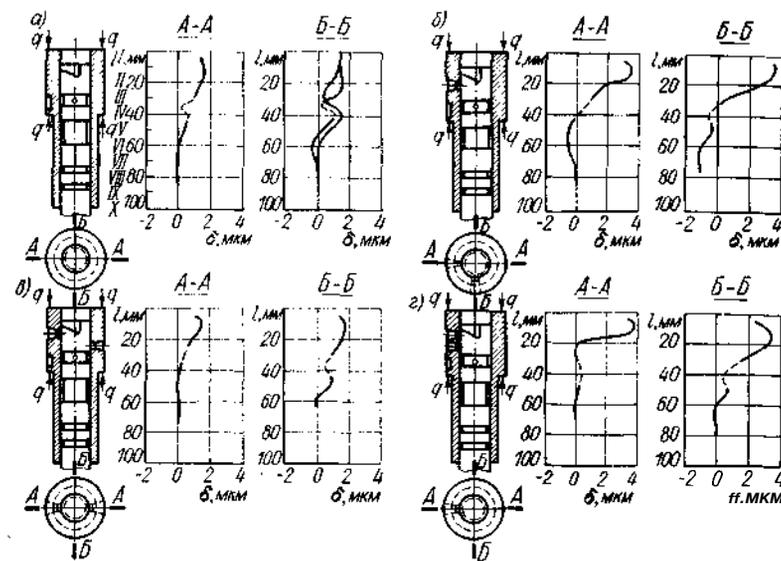


Рис. 2.24. Деформации втулки плунжера: а — наполнительное отверстие отсутствует; б — одно отверстие; в — два отверстия, диаметрально расположенных на различной высоте; г — два отверстия, расположенные с одной стороны втулки

параметр шероховатости уплотняющих торцов должен быть $R_a \leq 0,125 \text{ мкм}$ (ГОСТ 2789—73*), а допуск плоскостности уплотняющих торцов втулки плунжера должен соответствовать 2-й степени точности по ГОСТ 24643—81 (0,5—0,8 мкм для диаметров уплотняющих торцов 10—40 мм соответственно).

При монтаже втулки плунжера в корпусе она деформируется. Поэтому размеры и форма втулки должны выбираться такими, чтобы деформации были меньше зазоров и обеспечивалось сохранение свободного перемещения плунжера после ее монтажа. Этому способствует ряд мероприятий. На деформацию втулки существенно влияет расположение перепускных отверстий (рис. 2.24) [58]. В соответствии с требованиями ГОСТ 25708—83* допуск параллельности опорных и уплотнительных торцов должен соответствовать 2-й степени точности по ГОСТ 24643—81 (0,8—1,2 мкм для диаметров уплотняемых торцов 10—40 мм соответственно), а допуск биения опорного бурта втулки относительно ее направляющей поверхности — 8-й степени точности по ГОСТ 24643—81 (10—20 мкм для диаметров 10—40 мм соответственно). Величина биения наружной направляющей поверхности втулки относительно ее рабочей поверхности должна составлять не более 0,02 мм (0,05 мм для насосов с поворотом плунжера поводом).

Жесткие требования предъявляются также и к геометрическим параметрам посадочных мест в корпусе насоса. Неперпендикулярность оси резьбы к опорному торцу в гнезде корпуса не должна превышать 0,03—0,1 мм. Если имеет место контакт боковых поверхностей втулок плунжера с поверхностью расточки в корпусе, как в насосе НД21/4, то неперпендикулярность опорного торца к оси отверстия, где располагается втулка с уплотняющими резинками, строго регламентируется (не более 0,05 мм). Регламентируется также момент затяжки элементов, уплотняющих втулку. Надежное уплотнение обеспечивается при давлениях 2000 МПа между стыкуемыми плоскостями.

Плунжерные пары отечественных рядных насосов имеют конструктивное оформление, нашедшее распространение в многоплунжерных насосах. В распределительных насосах плунжер размещается в массивной цельной головке насоса. В роторных насосах длина нагнетательных плунжеров небольшая, а в головке насоса, куда вворачиваются штуцеры высокого давления, размещается на прессовой посадке тонкая втулка — узел распределения. Такое конструктивное исполнение позволяет экономить высоколегированную сталь.

Запрессовка прецизионных втулок в головки насосов возможна и при других типах насосов, вплоть до рядных многоплунжерных, что позволяет уменьшить деформации втулок, однако такое конструктивное решение требует более высокого уровня точности изготовления и специальной технологии и менее ремонтпригодно.

Зазоры между плунжером и ротором обычно составляют 1—2 мкм, а между ротором и втулкой — 3—4 мкм. Проходные сечения мест утечек топлива в роторных насосах больше, чем в других насосах, и поэтому требования к соблюдению геометрических параметров ротора и втулки весьма высоки.

Распылительные пары. В отечественных и большинстве зарубежных АТД в настоящее время применяются распылительные пары с диаметром иглы 6 мм. Ведущими зарубежными фирмами выпускаются распылители с иглами, имеющими диаметры 4,0; 4,5 и 5 мм. В аналогичном направлении ведутся работы в СССР. Длина цилиндрической направляющей части распылителя составляет 3—3,5 диаметра иглы. В соответствии с ГОСТ 24989—81 (СТ СЭВ 1322—78) для опорных диаметров распылителя устанавливается размер 17—11 мм, а для диаметра носика распылителя: длинного бесштифтового — 8 и 9 мм, бесштифтового короткого и штифтового — 14 и 11 мм. К прецизионным элементам распылителя предъявляются следующие требования:

1. Параметр шероховатости сопрягающихся цилиндрических поверхностей корпуса и иглы распылителя должен быть не ниже $R_a = 0,04$ мкм (ГОСТ 2789—73), коническая уплотняющая поверхность корпуса по уплотняющему пояску должна иметь параметр шероховатости $R_a \leq 0,32$ мкм, иглы — $R_a \leq 0,08$ мкм,

параметр шероховатости уплотнительного торца корпуса $K \leq 0,125$ мкм (ГОСТ 25708—83*).

2. Непараллельность опорного и уплотнительного торцов корпуса распылителя или уплотнительных торцов направляющих иглы должна соответствовать 9-й степени точности по ГОСТ 24643—81 (16—25 мкм для диаметров 10—25 мм соответственно).

3. Допуск биения уплотняющего или опорного торца корпуса распылителя относительно внутренней или наружной направляющей поверхности согласно ГОСТ 25708—83 должен соответствовать 9-й степени точности по ГОСТ 24643—81 (16—25 мкм для диаметров 10—25 мм соответственно).

4. Допуск плоскостности уплотнительного торца корпуса распылителя согласно ГОСТ 25708—83 должен соответствовать 2-й степени точности по ГОСТ 24643—81 (0,4—0,6 мкм для диаметров до 25 мм).

5. Некруглость и огранка рабочих цилиндрических поверхностей корпуса распылителя и иглы не должны превышать 0,0005 мм.

6. Отклонения профиля в продольном сечении сопрягающихся поверхностей корпуса распылителя и иглы не должны превышать: 0,001 мм — конусообразность внутренней цилиндрической рабочей поверхности корпуса распылителя; 0,005 мм — конусообразность и непрямолинейность образующих цилиндрической рабочей поверхности иглы; 0,001 мм — бочкообразность или седлообразность внутренней цилиндрической поверхности корпуса распылителя.

7. Биение запирающего конуса относительно рабочей цилиндрической поверхности корпуса распылителя не должно превышать 0,003 мм, а иглы — 0,002 мм в зоне запирающей части конуса.

Перемещение иглы распылителя в корпусе должно быть плавным, без прихватывания. Ввиду большей длины уплотняющей поверхности в распылителе, чем в плунжерной паре, увеличение зазора в сопряжении меньше влияет на параметры процесса топливоподачи (рис. 2.25) даже на пусковых режимах. Поэтому величина зазоров в распылителях устанавливается большей, чем в плунжерных парах (не менее 0,0025 мм).

В распылителях отечественного производства зазор обычно составляет 0,0025—0,0060 мм. При монтаже распылителя в форсунке вследствие деформации корпуса распылителя могут иметь место негерметичность распылителя по конусу, а также потеря подвижности иглы, которая способствует преждевременному выходу распылителя из строя из-за зависания иглы или закоксовывания распылителя по причине прорыва газа в полость распылителя. Некоторое увеличение зазоров уменьшает чувствительность распылителя к возникающим деформациям, однако дальнейшее их увеличение при обычной схеме форсунок может приводить

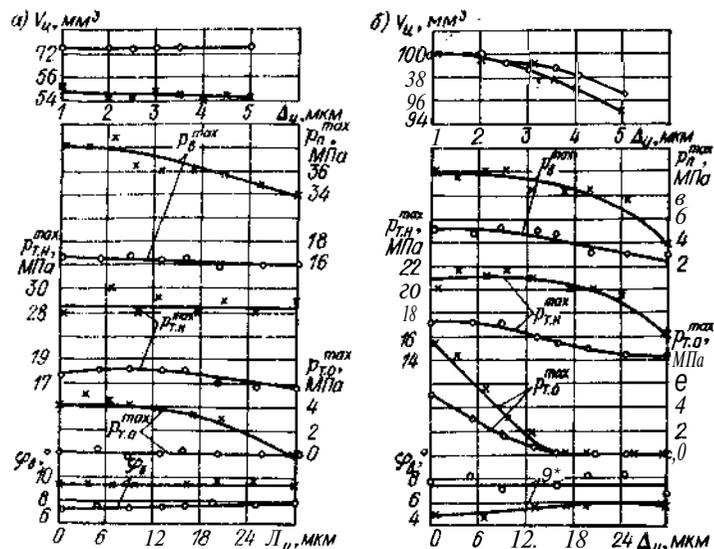


Рис. 2.25. Зависимость параметров процесса топливоподачи от зазора в сопряжении игла—корпус распылителя при $n_{н.н} = 800 \text{ мин}^{-1}$ (а), $n_{н.н} = 100 \text{ мин}^{-1}$ (б); X — Д-37; O — Д-50

к нарушению центровки иглы и к преждевременному выходу из строя конуса распылителя. В конструкциях гидрозатворных форсунок возможно увеличение зазоров до 0,006—0,008 мм.

Деформация корпуса распылителя может возникнуть при креплении распылителя гайкой к корпусу форсунки, при креплении форсунки на головке двигателя, а также вследствие температурных деформаций головки двигателя во время его работы. Деформация направляющей распылителя вследствие указанных факторов может достигнуть 3—5 мкм, а искривление оси корпуса распылителя — 5—25 мкм. Основными мероприятиями, уменьшающими деформацию корпуса распылителя, являются уменьшение жесткости гайки с целью компенсации неточностей изготовления; ужесточение допуска на неперпендикулярность опорного торца гайки к оси резьбы (не более 0,04 мм) и исключение контакта гайки с корпусом распылителя по галтели в месте перехода носика корпуса в утолщенную часть корпуса распылителя и перекосов форсунки при креплении в канале головки двигателя.

Для уменьшения деформаций корпуса распылителя регламентируется момент затяжки гайки распылителя:

Модель форсунки	6Т2	6А1	ФД-22	ЯМЗ-236
Момент затяжки, Н·м	90	90—100	60±10	70—80

Из применяемых в настоящее время способов крепления форсунки наилучшую центровку обеспечивает вариант крепления центральной нажимной гайкой, хуже — крепление накладной скобой, а наихудшую — вариант крепления фланцем с помощью шпилек, так как в эксплуатации трудно обеспечить одинаковую затяжку гаек шпилек и исключить перекося форсунки.

Для уменьшения требуемых усилий, уплотняющих газовый стык между форсункой и головкой, необходимо применять для уплотнения мягкую прокладку из отожженной меди. В последнее время находят применение каркасные фторопластовые прокладки, одновременно являющиеся тепловым экраном. Следует также обеспечить необходимый зазор между носиком распылителя и каналом в головке с тем, чтобы исключить при возможных перекашиваниях форсунки контакт носика распылителя с поверхностью канала головки. Однако при увеличении зазора между носиком и поверхностью канала увеличивается температура распылителя.

Многодырчатый распылитель с вынесенной направляющей позволяет удалить прецизионную часть распылителя из горячей зоны. Для надежной работы распылителя необходимо свести к минимуму боковые силы, воздействующие на иглу, что в существенной степени зависит от сочленения иглы со штангой форсунки, через которую передается усилие игле от пружины. Заслуживает предпочтения сопряжение штанги и иглы по двум сферам: с вогнутостью у штанги и выпуклостью у хвостовика иглы. В гидрозатворных форсунках боковые усилия на иглу отсутствуют.

Клапанные пары. Зазор между направляющими цилиндрическими поверхностями седла и клапана выбирается в пределах 0,002—0,006 мм. В некоторых конструкциях насосов допускают зазор до 0,012 мм. К деталям клапана двойного действия предъявляются менее жесткие требования, чем к деталям грибкового. Необходимо обеспечить отсутствие или минимальный уровень деформации седла, чтобы сохранить подвижность клапана и не нарушить его герметичность. Для уплотнения седел клапанов следует применять мягкие прокладки из текстолита или из отожженной меди; момент затяжки штуцеров регламентируется.

2.4. ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА ЗАРУБЕЖНЫХ ФИРМ

Состояние производства топливной аппаратуры за рубежом. За рубежом ТА выпускается специализированными и лишь в ряде случаев — моторостроительными фирмами. Обычно фирмы производят все элементы топливной системы. В настоящее время преобладает выпуск ТА раздельного типа. Наряду с выпуском многоплунжерных насосов непрерывно растет производство насосов распределительного типа. Массовый выпуск их был организован в США в начале 1950-х гг. фирмой «Американ Бош» (*American*

Bosh), впоследствии фирма называлась «Юнайтед Технолоджис Дизел Системз» — ЮТДС (*United Technologies Diesel Systems — UTDS*), а в настоящее время она называется «Амбак Интернейшнл» (*AMBAC International*), и фирмой «Хартфорд Машин Скрыя Компани» (*Hartford Mashine Screw Company*), в настоящее время называемой «Стейнадайн Дизел Системз» — СДС (*Stana-dyin Diesel Systems — SDS*). Первая из указанных фирм освоила производство одноплунжерных насосов, а вторая — роторных.

В дальнейшем организовала широкое производство этих насосов фирма «Лукас» — КАВ (*Lucas — CA V*, Великобритания) вначале по лицензии, а затем на основании собственных разработок. Несколько позднее было начато производство одноплунжерных насосов фирмой «Р. Бош». Производство насосов по лицензиям этих фирм организовано во Франции, Японии, Бразилии и других странах. Начатое в 1960-х гг. производство насосов распределительного типа рядом фирм СИГМА (Франция), «Кугель — Фишер» (ФРГ), «Аллис — Чалмерс» (США) — на основании собственных разработок не получило развития.

Ведущими фирмами, на которые приходится до 90% выпускаемой капиталистическими странами топливной аппаратуры для дизелей, являются в Европе «Р. Бош» и «Лукас», в США — ЮТДС и СДС, в Азии — «Дизель Кики» (*Diesel Kiki*, Япония), «Янгмар Дизель Енджин» (*Jangmar Diesel Engine*, Япония).

Топливная аппаратура с насос-форсунками для автомобильных тракторных дизелей традиционно выпускается фирмами ЖМС (США) и «Камминс» (*Cummins*, США). В последние годы в связи с необходимостью повышения давления при впрыскивании топлива снова повышается интерес к насос-форсункам, что нашло отражение в работах фирм «Фридман и Майер» (*Friedmann und Maier*, Австрия) и «Фест Алпинэ» (*Voest Alpine*, Италия), разработавших семейство насос-форсунок РД и др. (с. 194).

Основной тенденцией в развитии конструкций топливной аппаратуры является повышение давлений при нагнетании топлива. Реализуется это путем применения рядных многоплунжерных насосов типа «компакт», уменьшения объемов полостей сжатия и повышения скоростей движения плунжера. Кроме того, осуществляются миниатюризация изделий топливной аппаратуры, всемерная автоматизация управления и регулирования, в частности на основе применения микропроцессорной техники, уменьшения затрат на обслуживание в эксплуатации при дальнейшем росте надежности работы и стабильности показателей. Расширяется область применения насосов распределительного типа, осуществляется переход на малогабаритные (с $d_{ик}$ до 4 мм) бесштанговые форсунки, выполненные по традиционным схемам, начинают применяться микрофорсунки, а также форсунки карандашного типа.

Топливная аппаратура фирмы «Р. Бош». Фирма, первая в мире освоившая массовое производство плунжерно-золотничко-

вых насосов и форсунок для АТД, и в настоящее время сохранила лидерство в этой области. Фирма (совместно с фирмами-лицензиатами) производит более 3 млн многоплунжерных рядных и распределительных насосов в год, более 1,1 млн односекционных

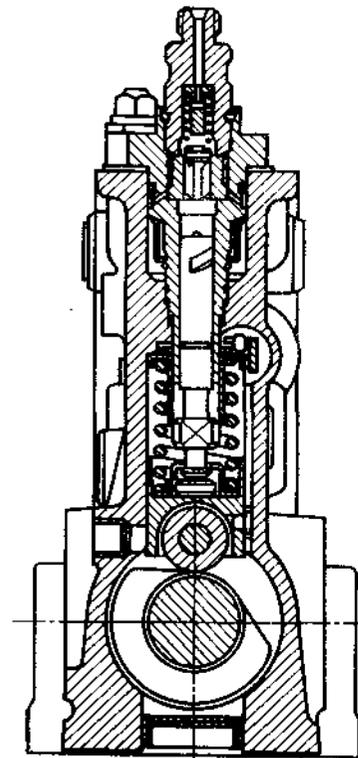


Рис. 2.26. Топливный насос размерности Р фирмы «Р. Бош»

насосов и более 19 млн форсунок. Выпускаются два ряда многоплунжерных насосов с собственным кулачковым валом: серии РЕ — с креплением за приливы на корпусе насоса и серии PES — с креплением за фланец (табл. 2.12 и 2.13). Модели А, В, Z и ZW являются классическими.

В 1960-х гг. фирма начала выпуск малогабаритного насоса размерности М и насоса типа «компакт» Р и MW (рис. 2.26 и 2.27). Кулачковые валы насосов имеют конические (с конусностью 1 : 5) окончания для крепления муфты и ступицы регулятора (размерности А и М с максимальным диаметром конуса 17 мм; размерности В, Р, Z, ZW — соответственно 20; 20 (25); 25; 30 мм для

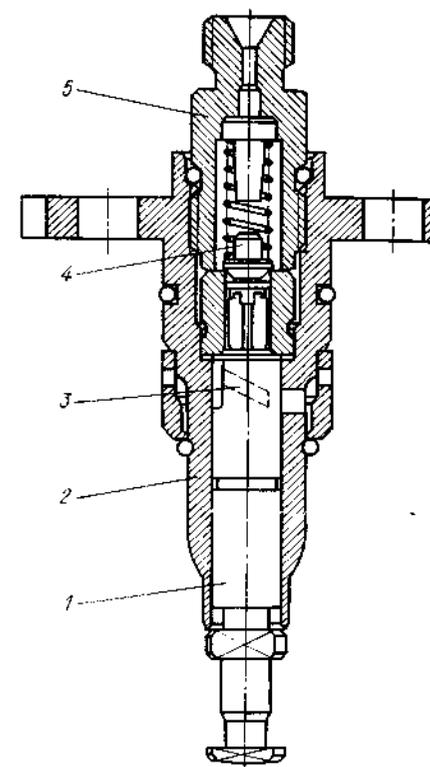


Рис. 2.27. Секция высокого давления топливного насоса размерности Р фирмы «Р. Бош»:

1 — плунжер; 2 — втулка плунжера; 3 — отсечная канавка плунжера; 4 — клапан; 5 — штуцер; 6 — штуцер

Таблица 2.18. Параметры насосов ФРДММ

Размерность насоса	Параметры кривошипно-шатунного механизма		Ход плунжера $s_{пл}$	$\omega/\text{мин}$	$\alpha_{пл}$	Масло-перекачивающее устройство	Средняя подача топлива $Q_{ср}$	$V_{ц.н}$		$V_{кр.о}$
	d_E	ρ						Γ	Полный	
M	22	1°	0	1,6	0,2	0,27	24	37	1,7	80
MW	—	—	7	1,8	4,1	0,30	2,2—3,0	1,8—2,6	—	—
A	24	17	2	1,9	4,2	0,82	9	130	1,7	23
W	25	22	8	1,95	8,7	0,81	28—2,7	2,2—2,1	2,0	120
P	30; (34)*5	24	с.р. 1	2,1	5,1	0,86	150	22	2,0	5070
W'	40	28	8,5	1,65	1,9	0,27	8,7—5,2	8,1—4,8	2,0	90
P9	45	28	4,1—8	2,4	5,2	0,40	285	380	3,0	—
—	50	30	6	1,9	8,2	0,82	8,5—3,9	9,9—2,8	3,5	—
—	—	—	7	2,75	8,7	0,80	480	600	—	—
—	—	—	8	1,8	7,8	0,80	88—5,2	8,0—4,0	—	—
—	—	—	10	8,8	10,8	0,88	550	850	—	—
—	—	—	10	2,0	10,8	0,88	550	850	—	—
—	—	—	10	3,2	9,1	0,53	70	1150	—	—
—	—	—	10	0,6	7,7	0,60	90—E,0	9—4,0	—	—

* Юре для р нус. ** Для хода прохода 10 мм. ** Для $s_{пл}$ плунжера 12 мм. ... Включая о.р.в.д.м.т. ...
 ** У модели Р 00, $d_{пл} = 84$ мм. ** При $d_{пл}^{max}$

крепления муфты и 17; 17; 20; 25 мм для крепления ступицы регулятора). Смазывание насосов осуществляется маслом, заливаемым в корпус насоса. В последних моделях насосов производится централизованное смазывание от системы дизеля.

Основными конструктивными особенностями модели М являются поворот плунжера о помощью цапфы; отсутствие винта для регулятора высоты толкателя (регулировка равномерности чередования углов начала подачи осуществляется шайбами, устанавливаемыми под плунжер); изготовление корпуса из алюминиевого сплава.

Конструктивные особенности насоса размерностей М, W, P следующие: применение подвешенной за тонкий бурт втулки, исключающей деформации и позволяющей при меньшем межосевом расстоянии применять увеличенные диаметры плунжеров, моноблочный корпус типа «компакт»; исключение винтовой пары в толкателе; регулировка равномерности углов чередования впрыскивания прокладками, устанавливаемыми под фланец гильзы втулки плунжера; исключение торцевого уплотнения втулки плунжера и применение уплотнения с помощью резинового кольца по цилиндрической наружной поверхности втулки; регулировка равномерности подачи топлива поворотом втулки вместе с гильзой и фланцем в корпусе насоса.

Конструкции насосов MW ($n_{н.н} = 1400 \text{ мин}^{-1}$) и P ($n_{н.н}^{max} = 2400 \text{ мин}^{-1}$) являются наиболее прогрессивными. В модернизированных модификациях P ... 3000 и P ... 7100 обеспечиваются давления нагнетания топлива до 80 МПа ($d_{пл} = 12$ мм) и до 110 МПа, (N_e и До 50 кВт). У модели P ... 7100 ширина ролика толкателя увеличена от 16 до 18 мм. Указанные уровни давлений модель P ... 3000 обеспечивает при $c_{п.п} = 14 \text{ мм}^3$ на Γ ($V_{п.н}$ до 70—100 мм^3), а P ... 7100 при $c_{п.п} = 17 \text{ мм}^3$ на 1° ($V_{п.н} = 85 \div 120 \text{ мм}^3$). В перспективной модели RP 21 достигается давление при нагнетании топлива 115 МПа ($d_{пл} = 40$ мм, $s_{п.п} = 15$ мм). Модель MW обеспечивает $p_{т.н} = 85$ МПа при $c_{п.п} = 11 \text{ мм}^3$ на Γ ($V_{п.н} = 55 \div 80 \text{ мм}^3$). При больших значениях $c_{п.п}$ и соответственно больших $V_{п.н}$ уровень допустимых максимальных давлений при нагнетании, что связано с использованием плунжеров с большими $d_{пл}$, уменьшается.

В насосах применяются нагнетательные клапаны грибкового типа (рис. 2.27, 2.28), а в форсированных модификациях — клапан с дросселем или клапаны двойного действия с шариковым обратным клапаном (рис. 2.28, б) с целью гашения отраженных волн и исключения дополнительных впрыскиваний.

В марке насоса фирмы «Р. Бош» PE4B100R(L)E100S769 используются следующие обозначения: P — насос; E — тип привода плунжера; 4 — количество секций; B — размерность насоса; 100 — диаметр плунжера в десятых долях миллиметра; R — правое или L — левое направление вращения; E — модификация

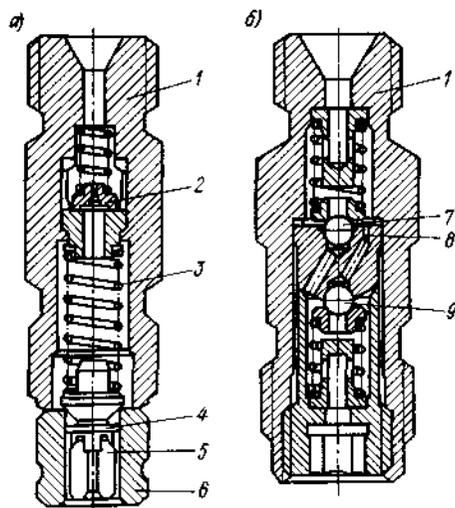


Рис. 2.28. Нагнетательные клапаны топливных насосов с высокими давлениями нагнетания с демпфирующим жиклером (а) и шариковых двойного действия (б):
 1 — штуцер; 2 — демпфирующий жиклер; 3 — пружина; 4 — разгружающий пояс; 5 — клапан; 6 — штуцер; 7 — клапан; 8 — канал-жиклер; 9 — обратный клапан

Регуляторы выполняются по двум принципиальным схемам. В моделях RQ, RSF, RSV, RSUV пружины встроены непосредственно в грузы центробежного измерителя, а в моделях RS, RSF, RSV, RSUV усилие от двух грузов передается к пружине через систему рычагов. Регуляторы RQU, RQUV, RSUV применяются для двигателей с пониженной частотой вращения, RQUV и RSUV — при особо низкой частоте вращения холостого хода: $n_{н. х}^{min} = 70 \div 175 \text{ мин}^{-1}$.

Таблица 2.14. Ходы и диаметры плунжеров семейства насосов PF

Параметр, мм	Размерность насоса							
	A	B	Z	C	CV	W	D	E
Ход плунжера	8	10	12	15	15—18	20—24	30	35
Диаметр плунжера	5—10	5—10	10—16	10—18	15—22	15—24	14—28	20—36

базовой модели; 100 — сборочный индекс; S769 — особенности конструкции.

Наряду с блочными многоплунжерными насосами фирма выпускает односекционные насосы серии PF, получающие привод от кулачкового вала двигателя (табл. 2.14).

На блочных насосах с собственным кулачковым валом применяются регуляторы (табл. 2.15, 2.16): RQ — однорежимный или двухрежимный (рис. 2.29, а); RQU — то же, что RQ, но с ускоряющей передачей; RQV — многорежимный с неполной областью регулирования (рис. 2.28, в); RQUV — всережимный с ускоряющей передачей (рис. 2.29, б); RS — двухрежимный (рис. 2.29, в); RSV — всережимный с переменной приведенной жесткостью пружины (рис. 2.29, г); RSUV — всережимный, с переменной приведенной жесткостью пружины, с ускоряющей передачей.

Таблица 2.15. Параметры двухрежимных регуляторов фирмы «Р. Бош»

Модель регулятора	Модель насоса, на который устанавливается регулятор	$n_{н. х}^{min}$	$n_{н. х}^{max}$	Масса, кг	Габаритные размеры, мм	
		мин^{-1}			Диаметр	Высота
RQV.../AB	PE...A	200	1350 (1500)	4,85	150	149
RQ.../PA	PE...P	200	1500	6,50	150	149
RQ.../B	PE...B	200	1325	5,30	150,5	167
RQU.../ZA	PE...Z	340 (325)	600 (560)	7,30	206	166

В регуляторе RQUV вал регулятора вращается с большей (в 2,2 или 3,79 раза) частотой, чем кулачковый вал. Регуляторы RQ и RQU являются двухрежимными и применяются для автомобилей. Регуляторы RQV, RQUV, RSV, RSUV являются всережимными. Регуляторы RQV и RQUV могут обеспечивать ступенчатое многорежимное регулирование (в одной из областей частот вращения работать как всережимные, а в другой — как предельные). Модели регуляторов RQV...K, которые могут применяться на насосах размерностей А и Р, обеспечивают увеличение степени неравномерности со снижением частоты вращения дизеля.

На насосах размерностей М, А и Р применяются также пневматические регуляторы (рис. 2.29, е) моделей EP/MN и EP/MZ (модель EP/MW имеет рычаг принудительного выключения подачи топлива). В рядных насосах применяются поршневые подкачивающие насосы простого (рис. 2.30, а) и двойного (рис. 2.30, б) действия. Для многотопливных дизелей фирма выпускает пре-

Таблица 2.16. Параметры регуляторов RSV фирмы «Р. Бош»

Модель регулятора	$n_{н. х}^{min}$	$n_{н. х}^{max}$	Минимально допустимая степень неравномерности в зоне е %		Масса груза, кг	Жесткость пружины, $\frac{\text{МПа}}{\text{мм}}$	Масса регулятора, кг	Длина от вала до оси, мм
	мин^{-1}		%	%				
EP/RSV...M...B	1	200	3,0	1,0	0,320	0,6	2,7	89,5
EP/RSV...A...B	1	250	4,5	1,0	0,255	0,6	3,1	138
EP/RSV...P...B	1	500	6,0	2,5	0,138	0,4	3,1	146

Примечание. Все регуляторы имеют ширину 109 мм.

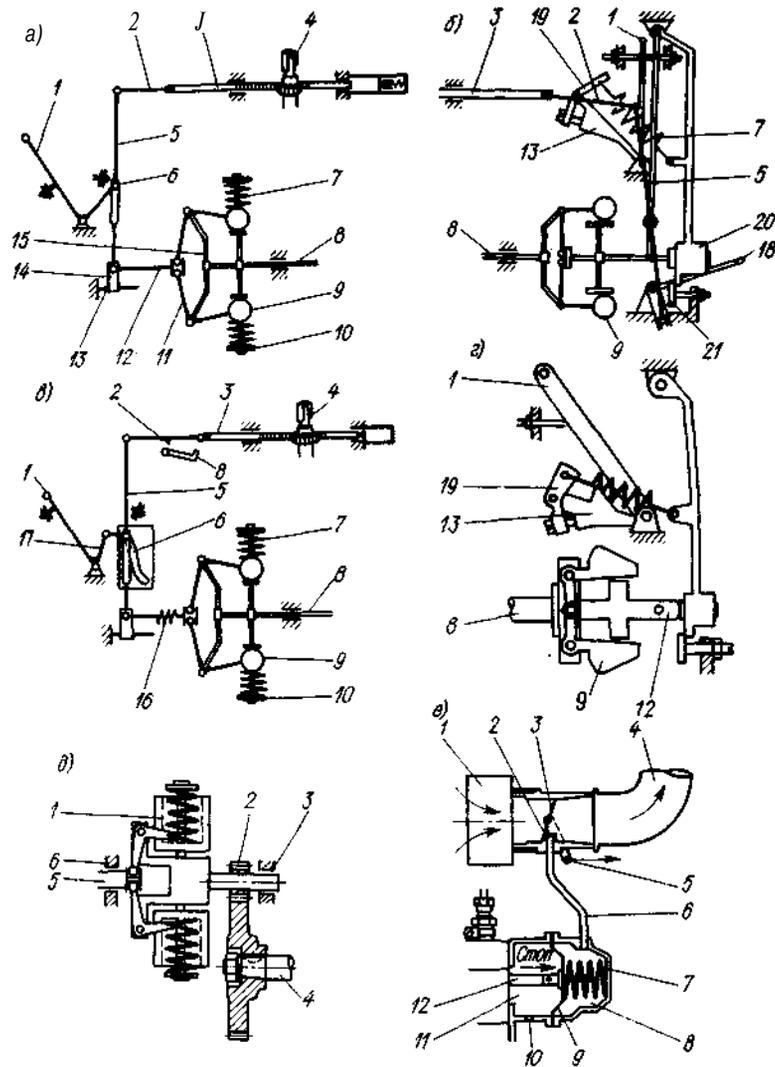


Рис. 229. Регуляторы фирмы «Р. Бош»:

a — RQ; *б* — RS; *в* — RQV; *г* — RSV; 1 — рычаг управления; 2 — тяга рейки; 3 — рейка; 4 — плунжер; 5 — рычаг регулятора; 6 — кулисный механизм; 7 — пружина регулятора; 8 — кулачковый вал; 9 — грузы; 10 — направляющая грузов; 11 — рычаги грузов; 12 — шток; 13 — опора; 14 — скользящая опора; 15 — ступица регулятора; 16 — пружина корректора; 17 — угловой рычаг; 18 — устройство выключения подачи топлива; 19 — рычаг упора номинальной частоты вращения; 20 — рычаг упора максимальной подачи; 21 — упор максимальной подачи;

д — RQV; 1 — ступица грузов; 2 — ускоряющая передача; 3 — опора; 4 — кулачковый вал; 5 — шток рейки; 6 — опора штока;

е — пневматический: 1 — фильтр; 2 — диффузор; 3 — заслонка; 4 — всасывающий коллектор; 5 — рычаг заслонки; 6 — соединительная трубка; 7 — пружина; 8 — дроссельная камера; 9 — мембрана; 10 — отверстие; 11 — атмосферная камера; 12 — рейка топливного насоса

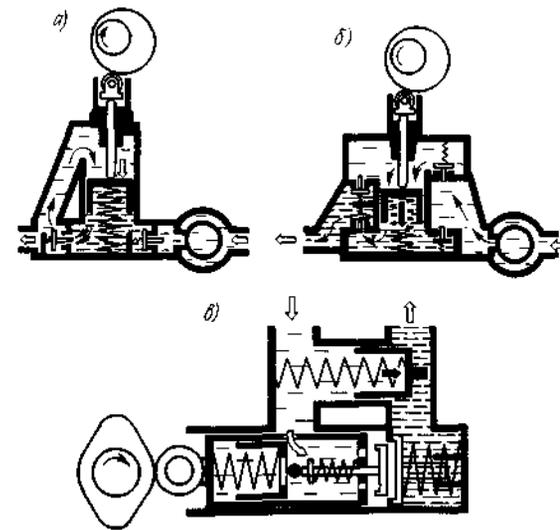


Рис. 230. Схемы подкачивающих помп однократного (*a*), двойного (*б*) действия и прецизионной (*в*)

цизионные поршневые насосы (рис. 230, *в*) моделей К, А, Р. Насосы имеют несколько размерностей, а также обычные и малогабаритные модификации (табл. 2.17).

После относительно кратковременного периода производства моделей насосов распределительного типа EP/VA, и EP/VH EP/VE фирма «Р. Бош» приступила с 1976 г. к широкомасштабному производству насосов модели EP/VE (в настоящее время выпущено более 15 млн насосов). Насосы (рис. 2.31) выпускаются для двух — шестицилиндровых дизелей мощностью до 16 кВт для грузовых и 24 кВт для легковых автомобилей. Максимальная частота вращения вала насоса до 2500 мин^{-1} , $V_{\text{п. н}} = 80 \div 100 \text{ мм}^3$. Диапазон диаметров устанавливаемых плунжеров 8—12 мм, ход плунжера может варьироваться в пределах 1,5—4 мм, а объем, разгружаемый клапаном грибового типа, — в пределах 20—50 мм^3 . Масса насоса 5,2 кг, резьба штуцеров высокого давления M12×1,5 (M14×1,5). Насос может оборудоваться все-режимным, двухрежимным и многорежимным регуляторами, а также модулями регулировки угла начала подачи топлива от частоты вращения и нагрузки автоматом наддува, корректором подачи от величины барометрического давления и температурным корректором. Разработан вариант насоса с электронным регулятором. Насос имеет электрическое устройство отключения подачи топлива.

Фирмой «Р. Бош» выпускаются штифтовые (рис. 2.32) и многодырчатые форсунки (рис. 2.33) с установочными диаметрами 17; 21; 25 (26) мм (табл. 2.18). Корпусы форсунок могут иметь цен-

Модель	Скорость вращения, об/мин	Ход штока, мм	Высота всасывания, м	Размер резьбы штуцеров	Диаметр трубопровода, мм	Проникновение вост. жидк. в 1 час при 1 м/мин		Рабочие размеры		Масса, кг			
						500	1000	Длина	Ширина	Высота	Соединительная	отст. от вилки	
M	800	4,8	1	M14X1,5	10	1,7	1,2	1,7	61	79	0,80	0,2	—
A	800	8,0	1	M14X1,5	10	2,7	2,0	2,0	68	86	1,00	0,3	0,15
P	800	8,0	1	M14X1,5	10	2,7	2,5	2,2	87	117,5	1,00	1,15	0,10
Z	800	4x2	1	M14X1,5	10	6,1	2,5	2,5	91	144,6	1,00	1,5	—
ZW	500	12	2	M6X1,5	15	8,0	7,0	5	79	144,6	1,80	0,80	0,15
K.A.	400	4,8	4	—	—	8,0	8,8	2,7	130,5	89,1	1,00	—	—

*1 Газовый насос с поршнем. *2 С учетом перемещаемой поршневой группы. *3 Малогабаритная модель. *4 Плотность для многоразовных деталей. *5 Высота для насосов серии «Р».

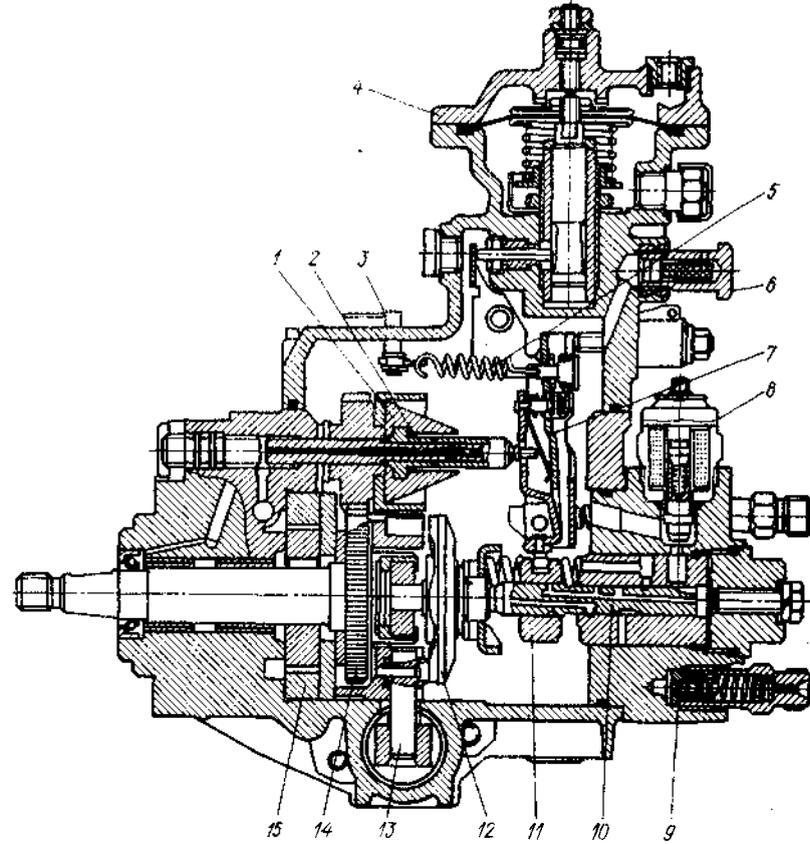


Рис. 2.31. Топливный насос распределительного типа EP/VE фирмы «Р. Бош»: 1 — грузы регулятора; 2 — опора штока грузов регулятора; 3 — рычаг управления подачей топлива; 4 — автомат ограничения подачи топлива по наддуву; 5 — пружина регулятора; 6 — жиклер слива топлива из корпуса; 7 — рычаг регулятора; 8 — устройство отключения подачи топлива; 9 — нагнетательный клапан; 10 — плунжер; 11 — дозатор; 12 — кулачковая шайба; 13 — привод автомата угла опережения впрыскивания; 14 — шестеренная передача; 15 — подкачивающая помпа

тральный и боковой подвод топлива. Основными конструктивными особенностями форсунок являются нижнее расположение пружины с короткой проставкой между пружиной и хвостовиком иглы (бесштанговая конструкция), наличие проставки с прецизионными плоскостями между корпусом и распылителем, регулировка давления начала подъема иглы шайбами, подкладываемыми под торец пружины. В форсунках могут устанавливаться щелевые фильтры. Схемы четырех применяемых способов крепления форсунок представлены на рис. 2.34.

Момент затяжки (Н · м) резьбовых соединений форсунок фирмы «Р. Бош» имеет следующие значения:

Гайка распылителя — корпус	50—90
Накидная гайка штуцера — нагнетательного трубопровода	15—25
Штуцер высокого давления — корпус	30—45
> сливной — корпус	20—80
Болты крепления фланца	10—20
Корпус — головка двигателя	60—80
Гайка крепления форсунки — головка двигателя	60—80

Основные размеры многодырчатых распылителей фирмы представлены на рис. 2.35, а основные параметры распылителей — в табл. 2.19. Для распылителя типа Р ($d_n = 4$ мм) давление открытия иглы может варьироваться в пределах 20,5—30 МПа, а жесткость пружины — в пределах 130—193 Н/мм, для типа S ($d_n = 5$ мм) — соответственно в пределах 21—26,5 МПа и 190—240 Н/мм, а при $d_n = 6$ мм давление регулируется в пределах 18—27,5 МПа.

Основные размеры штифтовых распылителей представлены в табл. 2.20, а их конструктивные схемы — на рис. 2.36.

Фирма «Р. Бош» выпускает штифтовые распылители двух типов с различным входом цилиндрической части штифта в корпус (величина f_n различна). При увеличенном значении h_n имеет место ступенчатое впрыскивание топлива. В зависимости от типа корпуса момент затяжки гайки, крепящей распылитель к корпусу, варьируется в пределах 40—80 Н·м,

а момент затяжки гайки нагнетательного трубопровода составляет 15—25 Н·м. Давление открытия иглы штифтовых форсунок составляет 13—18 МПа (в зависимости от соотношения $d_n/d_{н.о}$). Жесткость пружины варьируется в пределах 241—302 Н/мм.

Фирмой «Р. Бош» выпускаются топливные фильтры с бумажными фильтрующими элементами в цилиндрических корпусах-модулях, которые могут компоноваться в блоки. Имеются три типа фильтров: фильтр без отстойника воды, фильтр с отстойником воды и отделитель воды. Максимальное давление топлива не более 0,5 МПа, максимальный перепад давления на фильтре 0,2 МПа, а рабочий диапазон температур топлива $(-40) \div (+90)$ °С. Фильтрующая поверхность фильтроэлемента, предназначенного для насосов распределительного типа, составляет 5300 см², а величина пор — 4—5 мкм.

Для рядных насосов применяются элементы с параметрами 4200 см² и 8—10 мкм соответственно. В зависимости от типа крышки высота фильтра для распределительных насосов колеблется в пределах 192—225 мм, а ширина — 97—126 мм, у фильтра с отстойни-

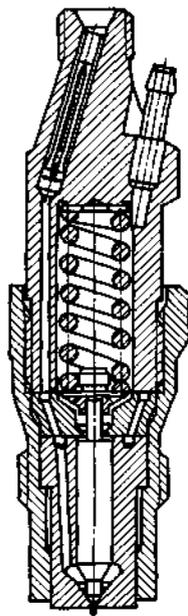


Рис. 2.32. Форсунка штифтовая фирмы «Р. Бош»

Таблица 2.18. Основные размеры и параметры форсунок фирмы «Р. Бош»

Тип форсунок	Иско-форсунок	Тип распылителя	Способ крепления форсунок	Установка в корпусе, диаметр, мм	Сечение форсунки		Материал иглы	Размер резьбы штуцера топлива	Размер резьбы Оливного штуцера	
					с боковым подорогом	с боковым подорогом				
Штифтовые	КОА *	DN .. S DN .. SO	Шес-ба	M24X2	95,0	—	—	M12X1,5	Отвод гибким шлангом M6	
	KBE *	DN .. S DN .. SO	О-а	—	105,5	—	—	M12X1,5; M 4X1,5	M6; M8X1	
	КОС .. S	DN .. S DN .. SO	Фланец	—	—	110,5—130,5 122,5—132,0	—	—	—	—
		DN .. S DN .. SO	Скоба	—	—	90,5—102,5 62,5	—	—	—	—
Игольчатые	КЕО .. S	DN .. S DN .. SO	Фланец или скоба, гайка M28X1,5	—	111	5,0	18—151 123—168	—	—	
	KBAL *	OLL .. S	Фланец или скоба	25	—	—	—	M14X15	M8X1	
	КОАЛ *	OLLA .. 8	Гайка	25	155,4	—	—	M14X1,5	Отвод гибким шлангом	
	KBEЛ *	OLLA .. 8	Скоба	21	—	—	—	M12X1,5	M6	
КОЕЛ *	OLLA .. S	OLLA .. S	Резьба M28X1,5	25	N3	—	—	M12X1,5; M14X1,5	M8X1	

Тип форсунок	Тип корпуса	Тип распылителя	Способ крепления форсунки	Установочный диаметр, мм	Длина форсунки с распылителем **, мм		Максимальное давление, МПа	Размер резьбы штуцера подвода топлива	Размер резьбы сливного штуцера				
					с центральным подводом топлива	с боковым подводом топлива							
Многодырчатые	KDA .. S	DN .. S DD .. SD	Резьба M32×1,5	25	118—153 130—165	114—169 126—181	80	M12×1,5; M14×1,5	M8×1				
			Фланец		116—156 128—163	—							
	KBA .. S	DN .. S DN .. SD	Скоба		96—151 113—163	~							
			Фланец или скоба		—	111—156 123—168							
	KDA .. S	DN .. S DN .. SD	Резьба M32×1,5		17	118—153 130—165				114—169 126—181	90	M6 или отвод гибким шлангом	
	KBAL .. P	DLA .. P	Скоба			166,7—171,7				—			
	KDAL .. P	DLA .. P	Резьба M24×1,5			116,7—161,7				—			
	KBEL .. P	DLA .. P	Фланец		21	122,9—162,9				—	123,4—163,4	M6	M6 M8×1
			Скоба			102,9—162,9							
Фланец или скоба			—										

Тип форсунок	Тип корпуса	Тип распылителя	Способ крепления форсунки	Установочный диаметр, мм	Длина форсунки с распылителем **, мм		Максимальное давление, МПа	Размер резьбы штуцера подвода топлива	Размер резьбы сливного штуцера		
					с центральным подводом топлива	с боковым подводом топлива					
Многодырчатые	KBEL .. P	DLA .. P	Резьба 28×1,5	21	132,8—162,8	129,4×159,4	80	M12×1,5 M14×1,5	M6 M8×1		
			Фланец		134,9—174,9	—					
	KDEL .. S	DLA .. P	Скоба		114,9—174,9	—					
			Фланец или скоба		—	135,4—179,9					
	KDEL .. S	DLA .. S	Резьба M28×1,5		25	144,8—174,8				141,9—171,9	M8×1
	KBAL .. S	DLA .. S	Фланец			140,4×175,4				—	
			Скоба			120,4—175,4				—	
	KBEL .. P	DLA .. P	Фланец или скоба		—	135,4—185,4					
			KDAL .. S		DLA .. S	Резьба				150,4—175,5	146,4—176,4

*s Модели массового производства. ** В указанном диапазоне форсунки имеют длину с интервалом 6 мм (для головок двигателя и различной высотой).

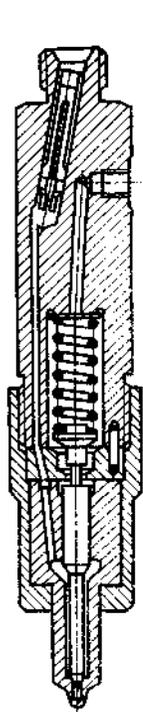


Рис. 2.33. Форсунка многодырчатая фирмы «Р. Бош»

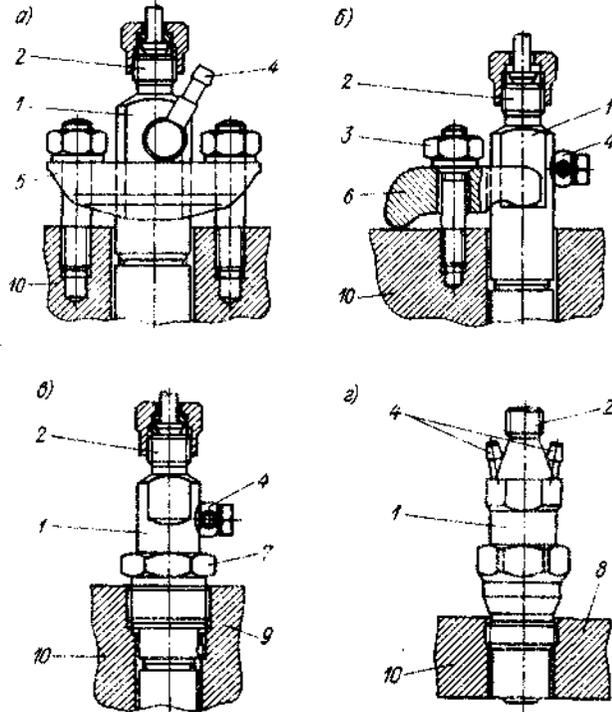


Рис. 2.34. Способы креплений форсунок фирмы «Р. Бош»: а — прижимным фланцем; б — нажимной скобой; в — центральной гайкой; г — резьбой; 1 — форсунка; 2 — штуцер; 3 — болт скобы; 4 — штуцер для слива топлива; 5 — прижимной фланец; 6 — нажимная скоба; 7 — гайка; 8 — резьба; 9 — штифт; 10 — головка

ком — соответственно 192—210 и 97—115 мм, а у фильтров рядных насосов — 158—172 мм и 97—115 мм. Диаметр сменных бумажных элементов равен 80,5 мм, а высота — 155 мм (для насосов распределительного типа) и 123 мм (для рядных многоплунжерных насосов).

Фирма «Фридман и Майер» (Австрия), которая в настоящее время слилась с фирмой «Р. Бош», разработала семейство рядных многоплунжерных насосов типа «компакт» модели Р (табл. 2.21 и рис. 2.37). Основные конструктивные отличия насосов следующие: регулирование равномерности чередования углов начала впрыскивания прокладками, установленными под бурт гильзы; установка оси толкателя на игольчатом подшипнике; смазывание толкателей маслом, подводимым под давлением из смазочной системы двигателей.

В насосах применены золотниковые клапаны с коническим запорным элементом (рис. 2.38, а). На форсированных модифика-

циях применены клапаны с дросселями (рис. 2.38, б) с целью гашения отраженных волн у насоса и исключения дополнительных впрыскиваний. Кулачковый вал устанавливается в конических роликовых подшипниках. Модели с числом плунжеров 6 и более имеют промежуточную опору в виде подшипника скольжения. На восьми-плунжерную модель при необходимости могут устанавливаться две подкачивающие помпы. В корпусе насоса имеются два продольных топливных канала, с двух сторон обтекающих гильзы. Предусматривается два типа крепления насосов: о помощью четырех приливов в корпусе и смешанное — фланцем и двумя приливами в за-ней части насоса со стороны регулятора. Согласно данным фирмы, насосы рассчитаны на работу с давлением нагнетания до 100 МПа.

Фирма также разработала семейства насос-форсунок с механическим приводом плунжера и электронным регулятором семейства РД (РД0—РД5) с цикловыми подачами до 800 мм³. Ход плунжера у различных моделей составляет 6—16 мм, $d_{пл} = 5 \div 16$ мм. Продолжительность впрыскивания в зависимости от $V_{пл}$ изменяется в пределах 4—8° ПВН. Электронный регулятор регулирует $V_{пл}$ в зависи-

Таблица 2.19. Основные параметры многодырчатых распылителей фирмы «Р. Бош»

Спармапор	DLA (см. рис. 2.35, а)	DLA-S (см. рис. 2.35, б)	Ход плунжера, мм	Диаметр прилива, мм	Длина центрального канала, мм	Диаметр центрального канала, мм	Диаметр отверстия, мм	Длина сопла, мм
$d_{пл} \times d_{пл} \times d_{пл} \times d_{пл}$ метр (оси), мм	4	5	0,2 0,25 0,3	1,0	0,9	0,35 0,50 0,60 0,82	0,32 0,88—0,45	0,8 0,8 1,0 1,2
	7; 9	9; 9	0,85	1,2	1,0 1,4 2,0	0,50 0,92 1,08	0,33—0,45	0,8 1,1 1,0 1,0

Т а б л и ц а 2.22. Основные параметры рядных многоплунжерных насосов фирмы «Лукас КАВ»

Параметр	Модель насоса		
	«Минимек»	«Маджорек»	«Максимек»
Расстояние между осями секций, мм	25	32	40
Габаритные размеры *, мм	278,5X X 233,5X X 130	434X208X 145	503X265X X 159
Диаметр плунжера, мм	5—9,0	9—12	11—13
Ход плунжера, мм	7 (9)	10	10—12
Масса, кг	11,0 *	20,0 *	18—45
Количество секций	3; 4; 5; 6; 8	4; 6; 8	4; 6; 8; 12
Максимальная мощность обслуживаемого цилиндра дизеля, кВт	16 (26)	53	75
Максимальное давление нагнетания топлива, МПа	70	70	100

* Для шестигуцерной модификации.

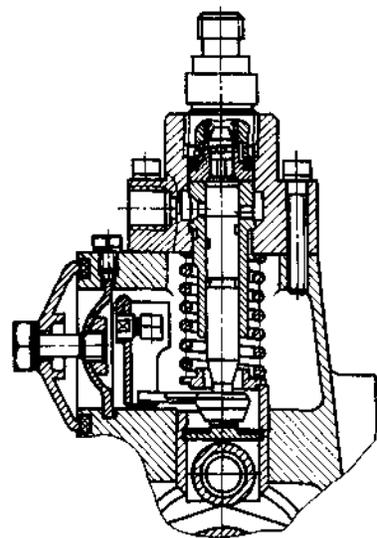


Рис. 2.40. Рядный многоплунжерный насос фирмы CAV

модель насоса на базе насоса DPS с электрическим приводом дозирующего золотника и электронным регулированием.

Филиалом фирмы во Франции разработана специальная конструкция насоса EPIC с электронным управлением. Насос выполнен на базе насоса DPS. Цикловая подача регулируется осевым перемещением ротора, которое вызывает изменение хода плунжеров.

Перемещение ротора и поворот кулачковой шайбы с целью регулирования угла начала подачи топлива осуществляются электрогидравлическим механизмом.

Фирма выпускает три модели рядных многоплунжерных насосов (табл. 2.22). Основными конструктивными отличиями насосов (рис. 2.40) являются съемная стальная головка на все секции насосов, в которой монтируются плунжерные и клапанные пары; поводки для регулировки подачи топлива разворотом плунжеров с помощью поводков, связанных с рейкой насоса; боковая крышка на корпусе для регулировки рав-

номерности подачи топлива. Насосы централизованно смазываются маслом и оборудуются сапунами. Они оснащены механическими все-режимными регуляторами, модель «Минимек» имеет диафрагменный подкачивающий насос (рис. 2.41), а две другие — поршневые помпы.

Изготавливаемые фирмой форсунки имеют в основном традиционные схемные и конструктивные решения и диаметр иглы 6 мм. Выпускаются малогабаритные форсунки с установочным диаметром 17 и диаметром иглы 1,5 мм, а также оригинальная по схеме штифтовая форсунка «Микрожектор» с установочным диаметром резьбы 12,7 мм и диаметром штифта 3,75 мм, масса форсунки 50 г.

Фирма выпускает фильтры тонкой очистки топлива с бумажными фильтрующими элементами: сдвоенные фильтры, фильтры с прозрачными стаканами, фильтры с отстойниками топлива, а также малогабаритные подогреватели топлива.

Фирма «Альтекна» является отделением по производству ТА концерна «Фиат», который начал изготавливать ее для дизелей с 1930 г. Фирма изготавливает рядные многоплунжерные насосы моделей А, В, BV, Р, автоматические муфты регулирования угла опережения начала подачи топлива (модели AR, CS и BP) и форсунки с установочными диаметрами 21 и 17 мм. Конструктивные схемы ТА традиционные. Корпусы моделей насосов А, В, ВУ имеют боковые крышки, насосы типа Р выполнены по схеме «компакт». Насосы оснащаются механическим центробежным регулятором типа RQ (V) (см. рис. 2.29). Насосы размерности А изготавливаются для трех-, четырех-, пяти- и шестицилиндровых дизелей, имеют $d_{пл}$ до 9 мм и $s_{пл}$ — 8,5 мм; у насосов размерности В $d_{пл} = 10 \div 11$ мм, $s_{пл} = 10$ мм, число секций 4 и 6. Насосы размерности Р имеют расстояние между осями секций 40 мм, $d_{пл}$ до 13 мм, $s_{пл} = 10 \div 11$ мм, число секции 6 и 8.

Насосы фирмы «Альтекна» устанавливаются на дизеле о $N_{е.ц} = 10 \div 60$ кВт, они развивают давления нагнетания топлива до 60 МПа (размерности А) и до 90 МПа (размерности Р). Автоматические муфты опережения начала подачи выпускаются по двум

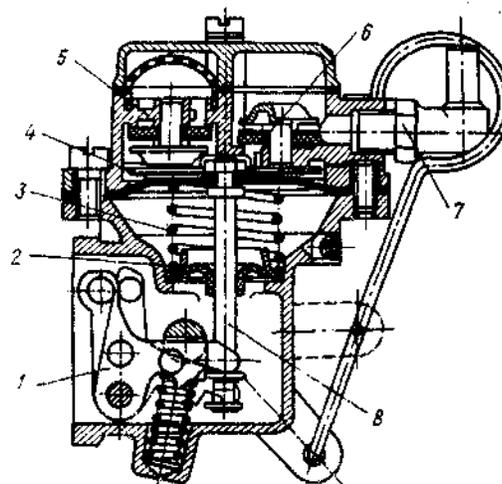


Рис. 2.41. Диафрагменная помпа фирмы CAV: 1 — коромысло; 2 — тарелка пружины; 3 — пружина; 4 — мембрана; 5 — впускной клапан; 6 — выпускной клапан; 7 — штуцер; 8 — шток

Т а б л и ц а 2.23. Основные параметры насосов фирмы АМ В АС

Параметр	Рядные насосы моделей		Насосы распределительного типа моделей		
	АРЕ 3 и 300	200	100	50	PSB
Ход плунжера, мм	10—12	10—12	3—4	3—5	6
Диаметр плунжера, мм	8—13	9—11	9—11	7—9	7—11
Максимальная цикловая подача, мм ³	200—550	215	75—130	100	70—200
Максимальная частота вращения кулачкового вала (вала дизеля), мин ⁻¹	1250	1400	3200 (3200)	3000 (3000)	3200 (3200)
Число обслуживаемых цилиндров	6; 8	4; 6; 8	4; 6; 8	2; 3; 4; 6	4; 6; 8

схемам: автономные, навешиваемые на приводной вал насоса и встроенные в приводную шестерню дизеля. Схема муфт оригинальная — грузы имеют ползун, который входит в наклонный паз крестовины, поворачивающий вал насоса.

Топливная аппаратура фирмы ЮТДС (США), Фирма выпускает топливную аппаратуру с 1933 г. Одной из первых моделей являлся рядный многоплунжерный насос АРЕ 6ВВ (табл. 2.23). Дальнейшим развитием этой конструкции является модель 300, предназначенная для дизелей мощностью от 170 до 331 кВт и развивающая $p_{г.н}^{max}$ до 110 МПа. Фирмой также выпускается унифицированный с рядным насосом V-образный насос для восьмицилиндровых дизелей мощностью до 368 кВт. Разработана также модель 200 (табл. 2.23). Насосы оборудуются всережимными (двухрежимными) регуляторами, встроенными в кулачковый вал гидромеханическим автоматом регулирования угла опережения начала подачи топлива и другими автоматическими корректирующими устройствами. В последнее время фирмой разработана модернизированная модель насоса М300Е с электронным регулятором (рейка управляется шаговым электродвигателем, а угол опережения впрыскивания — муфтой с электромагнитным приводом). Ход плунжера увеличен до 14 мм, а радиус начальной окружности профиля кулачка от 20 до 21 мм, что позволило повысить $p_{в}^{max}$ до 120—127 МПа при объемной подаче до 20 мм³ на Г.

Одной из первых в мировой практике фирма освоила массовый выпуск плунжерных насосов распределительного типа (выпущены модели PSA, PSB, PSH, PSV, PSM, PSJ), с 1970 г. начато производство модели 100. В насосе PSA дозирование подачи топлива производилось дросселированием на впуске; в последующих моделях — дозированием отсечкой топлива. В насосах PSB (табл. 2.23) топливо из надплунжерного пространства попадает

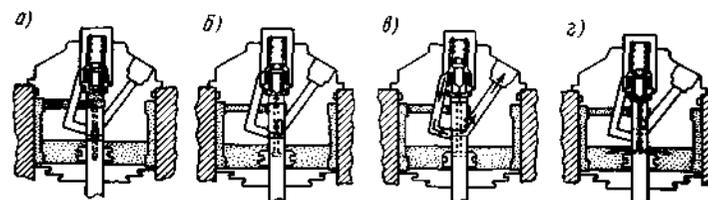


Рис. 2.42. Схема работы одноплунжерных насосов фирмы «Американ Бош»: а — наполнение надплунжерного пространства; б — перекрытие впускных отверстий; в — нагнетание топлива; з — отсечка

к распределительному пазу через центральный нагнетательный клапан (рис. 2.42). Насос имеет массу 7,8 кг и габаритные размеры: 227 × 150 × 258 мм.

Для мощных двенадцатицилиндровых дизелей «Континенталь» разработана двухплунжерная модель насоса распределительного типа PSB—BT, обеспечивающего $V_{ц} = 140 \div 400$ мм³ при $d_{ц} = 10 \div 15$ мм, $s_{ц} = 6$ мм и $n_{ц.н}^{max} = 3000$ мин⁻¹.

В насосе PSU (современное обозначение — модель 50, табл. 2.23) привод плунжеров осуществляется от распределительного вала двигателя. Насос изготавливается для четырех- и двухтактных дизелей с частотой вращения до 3500 мин⁻¹.

Основные конструктивные особенности насосов распределительного типа данной фирмы следующие: привод плунжеров от кулачкового вала с внешним дуговым профилем; плунжер-распределитель, приводимый во вращение через зубчатую передачу; механический центробежный регулятор, грузы которого размещаются на кулачковом или на специальном валу, расположенном параллельно кулачковому валу насоса и имеющем частоту вращения большую, чем частота вращения вала насоса. Дозирование подачи топлива производится отсечкой в конце подачи с помощью втулки, перемещающейся вдоль плунжера; смазка маслом — под давлением от системы двигателя. Насосы имеют один нагнетательный клапан. Максимальное давление впрыскивания в насосах модели 100 достигает 65 МПа. Насос содержит уравновешенный от боковых усилий плунжер, приводимый во вращение с помощью муфты Ольдгейма; встроенное автоматическое устройство опережения впрыскивания с гидравлическим усилителем; устройство для увеличения подачи топлива при пуске; электрическое или тросиковое устройство для выключения подачи и устройство для ограничения дымления и привода тахометра. В насосе имеются также корректор по давлению наддува и температурный корректор, подкачивающий насос шестеренного типа.

Фирмой разработана модель насоса М300Е с давлением впрыскивания до 120 МПа, $d_{ц} = 12$ мм, $s_{ц} = 14$ мм, кулачковый профиль с $r_{ц} = 21$ мм. Насос имеет электронный регулятор (рейка управляется шаговым двигателем, угол опережения **впры-**

Таблица 2.24. Основные параметры роторных насосов распределительного типа фирмы «Стейнадайн»

Модель насоса	Число обслуживаемых цилиндров (дизель)	Максимальная подача топлива, л/мин	Максимальная скорость вращения вала, об/мин	Средняя масса, кг	Диаметр, мм	Максимальное давление нагнетания топлива, МПа	Максимальный крутящий момент на вращающемся валу, Н·м	Максимальная длина цилиндра, мм
ДВ2	2,3; 4,6; 8	80; 70	5000	4,54	8,9X2; 6,9X2	46; 69	62,0	19; 16
ДМ4	2,3; 4; 6; 8	97; 82	3500	6,35	7,4X4*	69	124,3	25; 20

* При $n_H = 2500 \text{ мин}^{-1}$ лимитируется контактной прочностью кулачкового привода, который обеспечивает при непрерывной работе о указанными параметрами срок службы 3000 мото-ч. ** Пиковые значения крутящего момента. * Для шестицилиндровых V-образных дизелей имеется модель с тремя плунжерами.

скивания регулируется разворотом кулачкового вала с помощью линейного соленоида). Фирма также выпускает многодырчатые и штифтовые форсунки для АТД, имеющие традиционные схемные решения с установочными диаметрами 17 и 21 мм.

Топливная аппаратура фирмы «Стейнадайн» (США). Фирма впервые в мировой практике организовала выпуск в 1950 г. насосов распределительного типа с приводом плунжеров от внутреннего кулачкового профиля (роторных насосов). Вначале выпускались топливные насосы «Руза Мастер» моделей СВ и ДВ, затем было создано семейство насосов ДВ2 (см. табл. 1.21), а в 1970 г. — семейство насосов ДМ4. В начале 1980-х гг. разработаны и продолжают совершенствоваться две модели насосов распределительного типа: РСF (для ограниченного электронного управления) и РСL (для полного электронного управления). К настоящему времени фирмой выпущено более 25 млн насосов, которые устанавливаются на автомобильных дизелях, а также на дизелях сельскохозяйственного и промышленного назначения в США, европейских странах и Японии.

Основные конструктивные особенности насосов семейств ДВ2 и ДМ4 (табл. 2.24) следующие: алюминиевый корпус; механический центробежный регулятор (всережимный и двухрежимный) с расположением грузов на приводном валу; роторная подкачивающая помпа, расположенная соосно с приводным валом; гидромеханический автомат изменения угла опережения начала подачи топлива (величина изменения угла до 12° ПВН и 10° у восьмиштыцевой модификации). Регулирование цикловой подачи в насосах осуществляется дросселированием на выпуске с постоянным концом отсечкой топлива, в роторе установлен общий для всех штуцеров нагнетательный клапан (возможна установка в шту-

церах подпорных поршеньков для исключения переразгрузки полостей штуцеров или дроссельных шайб для гашения отраженных волн, а также подпитка нагнетательного трубопровода между впрыскиваниями для повышения стабильности работы, особенно на режимах малых подач и частот вращения).

Насосы ДМ комплектуются корректорами подач топлива при работе по внешней характеристике, давлению наддува, атмосферному давлению, температуре топлива, а также механическим устройством изменения угла опережения начала подачи от нагрузки. Минимальная степень неравномерности обеспечивается регуляторами насосов ДВ2 и ДМ4 до 3%. В насосах ДВ2 V_d изменяется на 0,9% на каждые 10°C изменения температуры топлива.

В 1963 г. фирмой также впервые в мировой практике были разработаны форсунки карандашного типа (рис. 2.43) с установочным диаметром корпуса 9,5 мм и начато их серийное производство (выпущено более 30 млн форсунок). Малый диаметр корпуса форсунки позволяет увеличить проходные сечения клапанов, приблизить форсунку к центру камеры сгорания и улучшить протекание процессов смесеобразования. Форсунка может иметь слив топлива из надыгольного пространства. Длинная игла имеет уплотнение в верхней части форсунки, масса форсунки 0,14 кг. Благодаря малому объему топлива ($0,24 \text{ мм}^3$) в канале под конусом распылителя обеспечивается уменьшение токсичности. Фирмой разработан новый вариант карандашной форсунки «Slim Tip» с диаметром носика распылителя 5,4 мм, рассчитанной на давление впрыскивания до 83 МПа (давление открытия 25 МПа). Фирма производит традиционные штифтовые и многодырчатые распылители с установочными диаметрами 21 и 17 мм, а также двухступенчатые фильтры с водоотделителем и подогревом.

Топливная аппаратура фирмы «Катерпиллар» (Caterpillar Tractor, США). Фирма реализовала в своих конструкциях ряд оригинальных решений. В одной из моделей рядных многоплунжерных насосов дозирование топлива осуществляется не поворо-

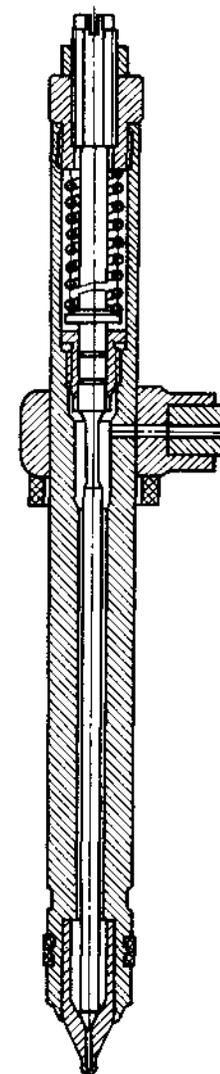


Рис. 2.43. Малогабаритная форсунка карандашного типа фирмы «Стейнадайн» (Steynaidain)

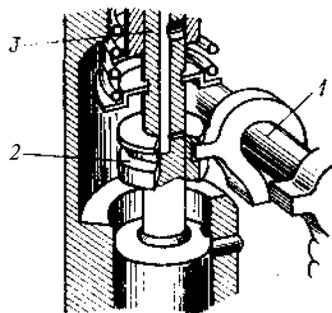


Рис. 2.44. Нагнетающий элемент с дозатором насоса фирмы «Катерпиллар»:

1 — поводок; 2 — дозатор; 3 — плунжер

том плунжера, а перемещением цилиндрического дозатора вдоль плунжера (рис. 2.44). В одной из последних разработанных топливных систем за счет повышения скорости плунжера (увеличения начальной окружности профиля) было достигнуто давление нагнетания топлива 100—105 МПа ($V_{\text{ц}} = 350 \text{ мм}^3$). При этом были повышены жесткости втулки плунжера и кулачкового вала, применен стальной толкатель. Одновременно фирма применила новую форсунку с удлиненной иглой и гидрозапиранием надыгольного пространства (рис. 2.45).

Топливная аппаратура, изготавливаемая в Японии. В Японии ТА для

АТД выпускается в основном тремя фирмами: «Дизель Кики», «Янгмар Дизель Эйнджин» и «Ниппон Денсо» (*Nippon Denso*). Фирма «Дизель Кики» выпускает многоплунжерные блочные

Таблица 2.25. Параметры блочных насосов (PE) фирмы «Дизель Кики»

Параметр	Модель насоса						
	PH (W)-K	PH (S)-A	PH (E)-AO	PH (E)-P**	PH (E)-P**	PH-Z	PH-ZW
Количество цилиндров	2—4	3—8	4—10	4—12	4—6	4—8	4—8
Диаметр плунжера, мм	5—7,5	5—9,5	5—10,5	7—13	7—14	10—15	10—16
Ход плунжера, мм	7	8 ** (9)	10 ** (11)	10 ** (11)	10	12 ** (13)	12 ** (13)
Максимальная цикловая подача, мм ³	65	150	170	400	450	600	700
Максимальное давление топлива, МПа	30	60	69	80	75	60	84
Максимальная частота вращения кулачкового вала, мин ⁻¹	1800	2600	1900	1800	1500	1100	1100

*I Модели типа «Компакт». ** Предпочтительное применение.

насосы (табл. 2.25), одноплунжерные насосы для легких и тяжелых дизелей с приводом от вала двигателя (табл. 2.26) и одноплунжерный насос распределительного типа, а также форсунки с многодырчатым и штифтовым распылителями. По основным схемным решениям ТА подобна изделиям фирмы «Р. Бош» (многие изделия выпускаются на лицензионной основе).

Фирма «Янгмар» изготавливает рядные многоплунжерные насосы (двух-, трех-, четырехштыцевые) малой размерности (модель YPES—CL) с диаметром плунжера 5—8 мм и ходом плунжера 7 мм ($n_{\text{н}} = 2200 \text{ мин}^{-1}$), одноплунжерные насосные секции с приводом от вала дизеля ($d_{\text{п}} = 5 \div 8 \text{ мм}$, $s_{\text{п}} = 6 \text{ мм}$, $n_{\text{н}} = 2000 \text{ мин}^{-1}$), а также форсунки со штифтовыми и многодырчатыми распылителями.

Фирмой «Ниппон Денсо» выпускаются рядные многоплунжерные насосы (табл. 2.27) с всережимными и двухрежимными регуляторами (степень неравномерности 2—12%). Фирмой разработаны регуляторы с различной степенью автоматизации корректирующих функций (положительный, отрицательный корректор), включая электронный регулятор модели R801. С 1976 г. фирмой выпускается насос распределительного типа VE (по лицензии фирмы «Р. Бош»), а с 1982 г. фирма разработала микропроцессорную систему управления для этого насоса с большим объемом корректирующих функций $V_{\text{ц}}$ и 8.

В последние годы фирмой разработаны насосы моделей NB и NE, а также новая электронная система управления ECD—P, позволяющая регулировать $V_{\text{ц}}$ и 6. Насосы NB имеют $d_{\text{п}} = 11 \text{ мм}$ и развивают $p_{\text{н}}^{\text{max}}$ до 90 МПа при объемной подаче q до $12,5 \text{ мм}^3$ на Г, модель NBS с $d_{\text{п}} = 12 \text{ мм}$ развивает $p_{\text{н}}^{\text{max}}$ до 105 МПа при $q = 16 \text{ мм}^3$ на Г, а с $d_{\text{п}} = 13 \text{ мм}$ — до 95 МПа при $q = 24 \text{ мм}^3$ на Г. Модели серии NES ($c_{\text{п}}^{\text{max}} = 2,7 \text{ м/с}$) при $d_{\text{п}} = 12 \text{ мм}$ развивают $p_{\text{н}}^{\text{max}} = 125 \text{ МПа}$ при $q = 19 \text{ мм}^3$ на Г и при $d_{\text{п}} = 13 \text{ мм}$ $p_{\text{н}}^{\text{max}} = 115 \text{ МПа}$ при $q = 24 \text{ мм}^3$ на Г.

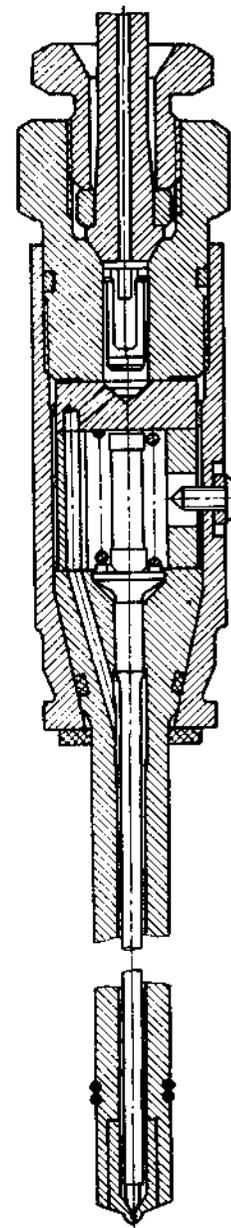


Рис. 2.45. Форсунка фирмы «Катерпиллар»

Т а б л и ц а 2.26. Параметры встроенных в дизель насосных секций, имеющих привод от вала дизеля (типа PFR) фирмы «Дизель Кики»

Параметр	Модель насоса				
	PFЖ-ЮО	PFЖ-КД	PFЖ-К	PFЖ-KV	PFЖ-AD
Количество цилиндров	1—4 (5, 6)	1-5 (6)	1, 2	1	1
Диаметр плунжера, мм	4—6	5—7,5	5—7,5	7,5—9,5	9,5—10,5
Ход плунжера, мм	6 * (6)	7 *(7)	7 *(7)	7 *(7)	8 *(9)
Максимальная цикловая подача, мм ³	30	75	75	150	230
Максимальное давление нагнетания топлива, МПа	50	55	40	55	65
Максимальная частота вращения приводного вала, мин ⁻¹	2750	2200	2000	2000	2000
Масса насоса, кг	0,5—1,3	0,8—2,0	0,95—2,0	0,88	1,3

* Предпочтительное применение.

Фирма изготавливает рядные топливные насосы (моделей М, А, К) с приводом от вала дизеля, модели форсунок, аналогичные моделям фирмы «Р. Бош»; топливные фильтры с отстойниками для воды.

Топливная аппаратура, выпускаемая в ЧССР и ПНР, Фирма «Моторпал» (ЧССР) выпускает насосы высокого давления, подкачивающие помпы, форсунки, муфты опережения впрыскивания. Для малолитражных дизелей выпускаются рядные малогабаритные насосы с цельным блочным корпусом и вставными секциями серий PP.M и PV (с боковым люком), для дизелей среднего литража — серии PW ... В, для дизелей большого литража — серии PW ... Z. Производятся насосы V-образного исполнения

Т а б л и ц а 2.27. Основные параметры рядных многоплунжерных насосов фирмы «Ниппон Денсо»

Модель насоса	Максимальная цилиндрическая мощность дизеля, кВт	$V_{ц}^{max}$, мм ³	$d_{ц}$, мм	$s_{ц, И}$	Максимальное давление нагнетания, МПа
А	30	120	5—9	8	60
EP-9	45	230	9—12	10; 11	80
Р	60	350	9—13	10; 11	90

Т а б л и ц а 2.28. Основные параметры блочных насосов фирмы «Моторпал»

Размерность насоса	Ход плунжера, мм	Диаметр плунжера, мм	Число секций	Соединение	
				Фланцевое	Корпус с наполнительным и отсечным клапанами
PP.M **	8	6—8,5	1—6	Фланцевое	Корпус с наполнительным и отсечным клапанами
PV.A	8	5—9	1—8	Фланцевое	Корпус с наполнительным и отсечным клапанами
PP.A **	8	5—9	1—6	Фланцевое	Корпус с наполнительным и отсечным клапанами
PV.*2	8	5—9	1—12	Фланцевое	Корпус с наполнительным и отсечным клапанами
PP.*1	8	5—9	1—6	Фланцевое	Корпус с наполнительным и отсечным клапанами
PV.B	10	6—10	1—8	Фланцевое	Корпус с наполнительным и отсечным клапанами
PV.Z	12	10—14	1—8	Фланцевое	Корпус с наполнительным и отсечным клапанами

** Фланцевое крепление, корпус с наполнительным и отсечным клапанами.

Т а б л и ц а 2.29. Основные параметры одноплунжерных насосов фирмы «Моторпал»

Размерность насоса	Ход плунжера, мм	Диаметр плунжера, мм
PC.A	7,8	4—6
PR.A	8,0	4—6
PC.B	10,0	5—10
PC.Z	12,0	10—14
C	15,0	10—14
X	20,0	14; 16; 18
V	27,0	16; 18; 20; 25; 28
E	35,0	20; 22

(табл. 2.28), а также одноплунжерные насосы с приводом от вала дизеля типа PR, А (размерностей М, А, Р, В, Z) и типа PC.C — размерностей — С, X, V, E, (табл. 2.29).

Основные параметры насоса PP.M: расстояние между осями секций 26 мм, $V_{ц, н}^{max} = 120 \text{ мм}^3$, $V_s = 1,5 \text{ л}$, $c_{п}^{max} = 1,8 \text{ м/с}$, $c_{п, п}^{max} = 19,4 \text{ мм}^3$, $p_{т. н} = 60 \text{ МПа}$, $n_{н, н}^{max} = 2200 \text{ мин}^{-1}$, масса 7,3 кг, габаритные размеры (с пневмокоректором): $301 \times 300 \times 152 \text{ мм}$ (для четырехсекционной модификации).

На базе насоса PV.B фирма разработала модификацию с ходом плунжера 12 мм и диаметром плунжера 11 мм с $V_{ц}$ до 200 мм^3 (устанавливается на отечественные дизели ДВТ-300).

В ПНР выпускаются насосы с приводом от вала дизеля (типа P01C, POW1K, POW2K) и с собственными приводами PW6B и PW12B (типа НК, СССР), а также семейство блочных со вставными секциями рядных насосов типа PM для малолитражных дизелей с объемом цилиндра до 1,5 л. Основные технические характеристики насоса: число секций 2—6, расстояние между секциями 25 мм, $d_{ц} = 5—8,5 \text{ мм}$ (через 0,5 мм), $s_{ц} = 7—8 \text{ мм}$, $n_{н, н}^{max} = 2500 \text{ мин}^{-1}$, $p_{т, н}^{max} = 40 \text{ МПа}$; $V_{ц, н} = 80 \text{ мм}^3$, потребляемая мощность 0,8 кВт (четырёхсекционный), $h_{т, н, н} = 2 \text{ мм}$, масса 5,5 кг (четырёхсекционный), габаритные размеры: $285 \times 100 \times 183 \text{ мм}$. Крепление насоса фланцевое, насос оборудован всережимным регулятором, включающим корректор, антикорректор, пусковой обогатитель, рычаг «Стоп».

Насосы, изготавливаемые в ГДР. Предприятие «Баркас» осуществляет серийный выпуск рядных насосов EP, размерностей А и В, конструктивное оформление насосной секции подобно секции насосов соответствующих размерностей фирмы «Р. Бош». Насосы выполняются с числом секций от 1 до 8 (размерности А—DEP8A)

и от 1 до 6 (размерности В—DEP6В). У насосов DEP ... А ход плунжера $s_{\text{п}} = 8$ мм, а диапазон диаметров устанавливаемых плунжеров 5—9 мм. У насосов DEP ... В ход плунжера $s_{\text{п}} = 10$ мм, а $d_{\text{п}} = 5 \div 10$ мм. На насосы устанавливаются двух- или всережимные регуляторы. Отличительной конструктивной особенностью насосов является деление корпуса на две половины: в верхней монтируется секция с толкателями, а в нижней — кулачковый вал. Это позволяет при подрегулировке секций насоса на равномерность подачи снимать с двигателя только верхнюю головку насоса. Равномерность подачи топлива регулируется перемещением вдоль рейки муфты, находящихся в зубчатом зацеплении с поворотными втулками плунжера.

Фирма разработала модернизированную модель насоса типа «Компакт» А/Н для дизелей с цилиндровой мощностью до 32 кВт и числом цилиндров 4—6. Ход плунжера 10 мм, диаметр 6—11 мм, максимальная цикловая подача до 250 мм^3 , максимальное давление впрыскивания до 60 МПа.

Автоматическое изменение угла опережения впрыскивания. В большинстве конструкций рядных насосов применяются центробежные муфты угла опережения впрыскивания. Типовой конструкцией является муфта фирмы «Р. Бош» (рис. 2.46, в). При увеличении частоты вращения грузы расходятся и угловое положение ступицы с «сухариками» относительно грузов изменяется. Возможен вариант с двуплечим рычагом (рис. 2.46, а), как это выполнено в муфте фирмы «Баркас» (ГДР), а также со шлицевым винтовым соединением, на которое воздействуют грузы, например в муфте фирмы «Фридман и Майер» (рис. 2.46, д).

В одноплунжерных и рядных насосах применяются гидромеханические муфты. На рис. 2.46, б представлена муфта такого типа, примененная в конструкции одноплунжерного насоса модели 100 фирмы ЮТДС. Муфта позволяет изменять угол опережения впрыскивания до 20° . Величина угла определяется положением втулки 3, имеющей на наружной и внутренней поверхностях косые шлицы. Они находятся в зацеплении со шлицами, имеющимися на приводном валу 2 и кулачковом валу 1. Положение втулки определяется сервоклапаном 5, находящимся под воздействием грузов 6. Масло, которое подводится по каналу левого подшипника скольжения, подается в рабочую полость и перемещает втулку 3 вправо. Вправо же смещается при этом и шток 4, что приводит к увеличению затяжки пружины. Перемещение скользящей втулки и штока продолжается до тех пор, пока усилие пружины 7 не уравновесит центробежную силу грузов. Особенностью муфты является прекращение подачи масла к втулке во время впрыскивания топлива, что устраняет обратный угловой сдвиг кулачкового валика, который может иметь место под действием увеличивающихся при впрыскивании нагрузок. В насосах с торцевой кулачковой шайбой поршень 1 гидроустройства (рис. 2.46, г), нагруженный давлением от подкачиваю-

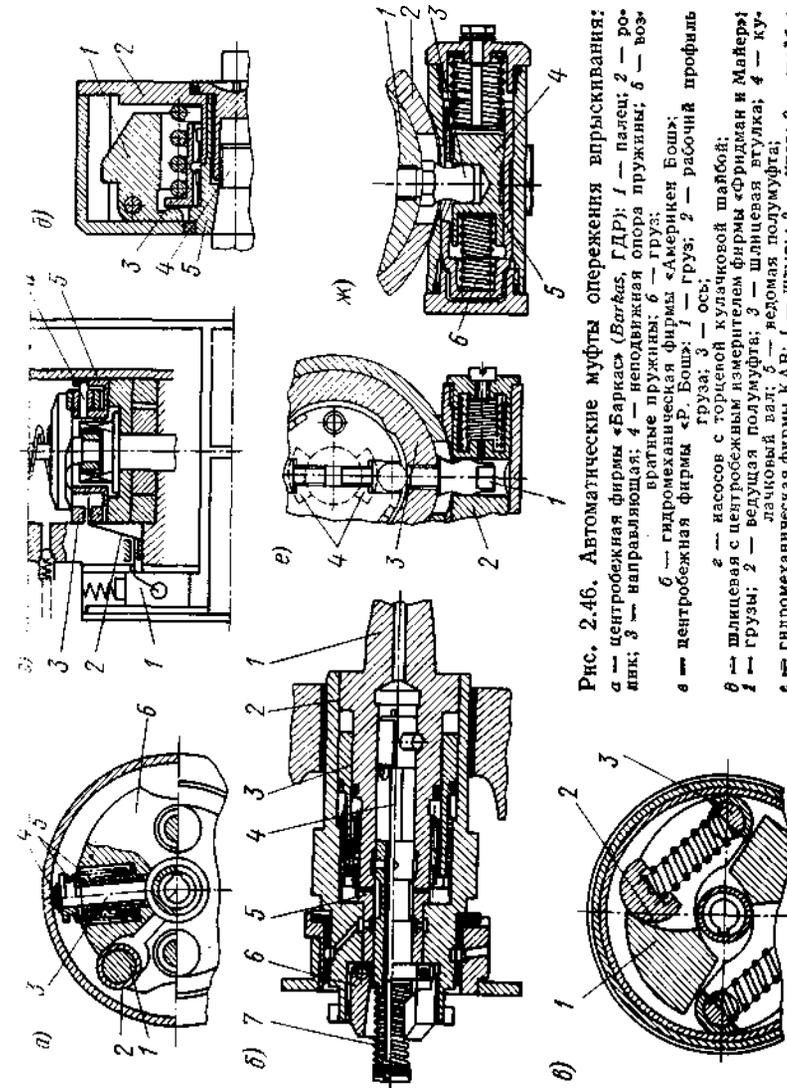


Рис. 2.46. Автоматические муфты опережения впрыскивания:
 а — центробежная муфта фирмы «Баркас» (Варкас, ГДР); 1 — палец; 2 — ролик; 3 — направляющая; 4 — неподвижная опора пружины; 6 — возвратные пружины; 6 — грузы;
 б — гидромеханическая муфта «Америтцен Бош»; 1 — центробежная муфта «Р. Бош»; 3 — ось; 4 — плунжер; 5 — насос с торцевой кулачковой шайбой; 6 — шлицевая с центробежным измерителем фирмы «Фридман и Майер»; 7 — грузы; 2 — ведущая полушайба; 3 — шлицевая втулка; 4 — кулачковый вал; 5 — ведомая полушайба;
 в — гидромеханическая муфта КАВ; 1 — штырь; 2 — упор; 3 — шайба; 4 — плунжер;
 г — по нагрузке и частоте вращения фирмы КАВ; 1 — кулачковая шайба; 2 — корпус; 3 — штырь; 4 — поршень; 5 — поршень скользящего устройства; 6 — пружина нагрузочного устройства

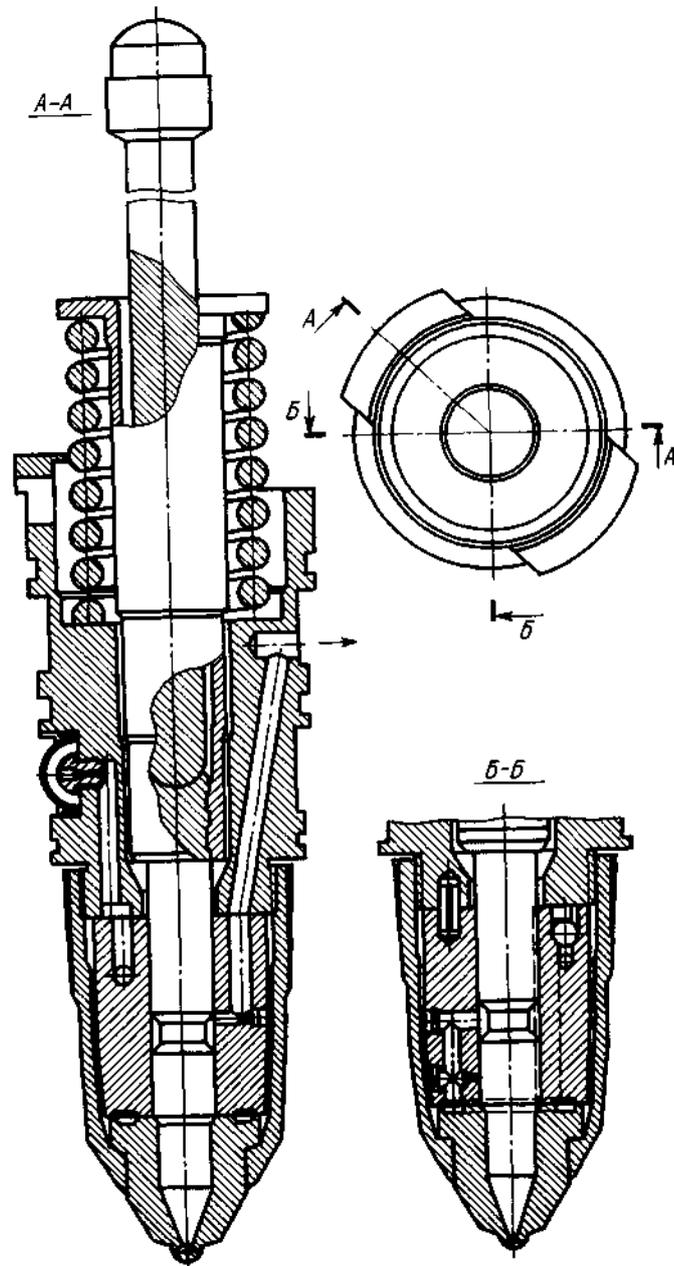


Рис. 2.47. Эмульсионная насос-форсунка типа РТД фирмы «Камминс»

щей помпы, связан кинематически через коромысло 2 с траверсой 3, на которой размещены ролики 4 кулачкового механизма. При изменении давления в зависимости от скоростного режима поршень перемещается и поворачивает толкатель 5 относительно кулачков шайбы, сдвигая момент начала активного хода плунжера.

В роторных насосах находят также широкое применение гидромеханические устройства, в которых поршень, перемещаясь под воздействием изменяющегося в соответствии со скоростным режимом давления топлива, поворачивает за поводок кулачковую шайбу (рис. 2.46, е, ж).

Топливные системы с насос-форсунками. Эти системы изготавлиются в массовом производстве за рубежом для АТД американскими фирмами GMC (аналогично системе ЯАЗ) и «Камминс» (США). Оригинальная система фирмы «Камминс» состоит из насос-форсунок (рис. 2.47), плунжер которых имеет привод от кулачка распределительного вала дизеля и узла дозирования. Первоначально фирма выпускала узел дозирования в виде плунжерного насоса с переменным ходом и торцевого распределителя, а с 1952 г. перешла на выпуск системы РТ, в которой дозирование топлива осуществляется изменением давления на впуске топлива в форсунки. С 1987 г. ТА оборудуется электронной системой РАСЕ.

Характерной особенностью системы является посадка плунжера на конический упор в распылителе, что позволяет свести к минимуму объем пространства у распыляющих отверстий, а также осуществить впрыскивание в цилиндр дизеля топливоздушной смеси, образуемой в надсопловом пространстве путем смешения топлива и воздуха, поступающего туда через сопловые отверстия из цилиндра дизеля. Это улучшает распыливание топлива. Несмотря на значительную продолжительность периода впрыскивания (60—70°) дизели «Камминс» имеют высокие экономические показатели. Система РТ обеспечивает работу четырехтактных дизелей с частотой вращения до 4000 мин⁻¹.

2.5. ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ УСТРОЙСТВАМИ УПРАВЛЕНИЯ И ЭЛЕКТРОННЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

В последнее десятилетие в связи с бурным развитием электроники за рубежом, а также в СССР интенсивно проводятся работы по внедрению микропроцессорной техники в системы управления двигателями и топливоподачей. Наибольшего развития в настоящее время достигли электронные регуляторы скорости, задачами которых являются автоматическое поддержание частоты вращения вала двигателя при изменении нагрузки и формирование заданного протекания скоростных характеристик топливоподачи, включая внешнюю характеристику. Такие регуляторы воздействуют на один параметр процесса топливоподачи — цикловую подачу, изменяя ее в зависимости от скорости и нагрузки.

Основными достоинствами электронных регуляторов скорости топливной аппаратуры, в которых дозирующие органы управляются электрическими или электрогидромеханическими приводами, регулируемые микропроцессорами, являются быстрое действие и улучшение других показателей переходных процессов; облегчение автоматизации управления агрегатом, включая реализацию дистанционного управления. Поэтому такие системы в первую очередь находят применение на дизель-генераторных установках и при разработке систем автоматического дистанционного управления машинотракторным агрегатом.

Дальнейшим шагом в развитии электронных регуляторов скорости ТА является наращивание функциональных возможностей базовой микропроцессорной системы управления путем подключения к ней информации не только о скорости и нагрузке дизеля, но и о других параметрах, характеризующих условия работы дизеля, с изменением которых также имеет смысл осуществлять регулирование V_d (условия окружающей среды — температура и барометрическое давление воздуха; физико-химические свойства топлива; давление наддува; температурные режимы в системах охлаждения и смазывания и отдельных деталях; температура, токсичность и дымность отработавших газов и др.). Возможно возложение на эти системы функций аварийной защиты, диагностики, управления перепуском отработавших газов и др. Такие системы требуют более сложных микропроцессорных схем с жесткими программами, осуществляющих регулирование V_d с учетом множества накладываемых ограничений. Указанные системы позволяют частично (поскольку регулируется только один параметр — V_d) адаптировать дизель к условиям работы.

Разработка системы с реализацией в той или иной степени многопараметрических ограничений, накладываемых на V_d , закончена ведущими зарубежными фирмами Японии, ФРГ, США, и начато их внедрение в первую очередь на автомобильных дизелях. При этом функции управляющего процессора еще более расширяются и в него вводится дополнительная информация, связанная с оптимальным управлением движением автомобиля в целом.

В качестве исполнительных механизмов, воздействующих на органы, управляющие подачей топлива в насосах высокого давления, применяются пропорциональные электромагниты, моментные, линейные или шаговые электродвигатели, которые обычно служат в качестве непосредственного привода дозатора топлива в насосах с небольшими перестановочными усилиями, например в малоразмерных рядных насосах MW и в насосах распределительного типа фирмы «Р. Бош» (рис. 2.48).

Исполнительные механизмы прямого действия разработаны также для насосов распределительного типа в рамках создания системы EPIC фирмой «Лукас КАВ». В роторных насосах PCL и PCF (фирмы CDC, США) применен специальный механизм

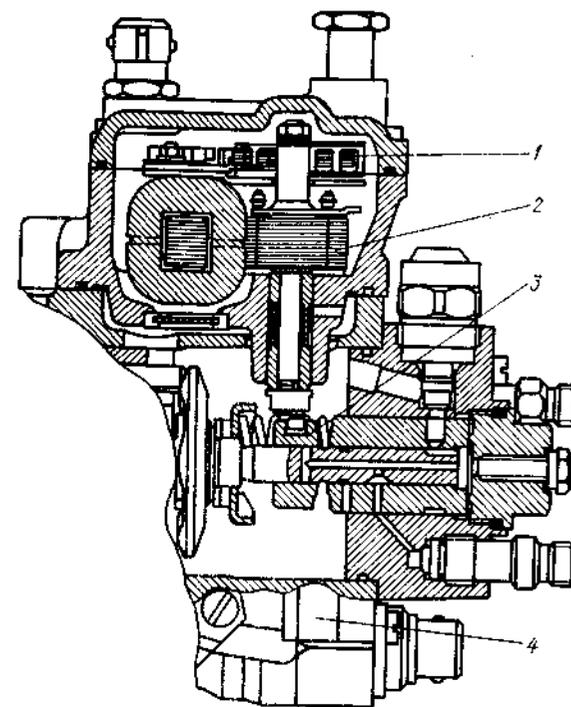


Рис. 2.48. Электромагнитный исполнительный механизм прямого действия (привод дозатора) насоса распределительного типа фирмы «Р. Бош»:
1 — датчик хода дозатора; 2 — исполнительное устройство;
3 — дозатор; 4 — клапан изменения угла начала впрыскивания с электромагнитным приводом

с электрическим приводом для регулирования цикловой подачи ч Угла опережения впрыскивания, а цикловая подача регулируется также изменением хода нагнетающих плунжеров. Последние имеют косые скосы, упирающиеся в скобу. Скоба перемещается с помощью механизма шаговым электродвигателем через сервосистему, состоящую из клапана и сервопоршня. Аналогичный механизм используется для поворота кулачковой шайбы с целью регулирования угла начала подачи топлива.

Электронная система топливоподачи с насосом РСФ включает микрокомпьютер и систему датчиков, которые измеряют частоту вращения дизеля, фиксируют момент ВМТ, температуру воды, давление воздуха в коллекторе и др. Система обеспечивает уменьшение токсичности, улучшение топливной экономичности за счет регулирования V_d и Э с учетом изменения режимов работы, параметров топлива и воздуха, степени износа привода и др.

При повышенных перестановочных усилиях дозирующего органа в рядных многоплунжерных насосах больших размеров

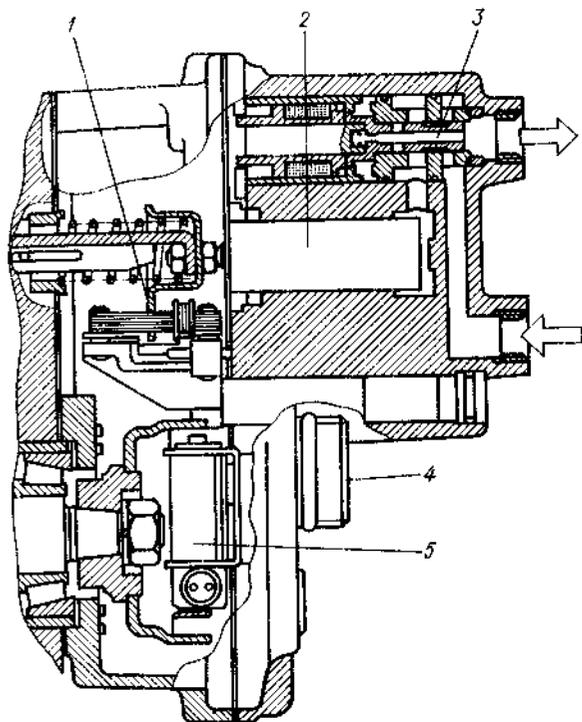


Рис. 2.49. Электромагнитный исполнительный механизм непрямого действия с гидроприводом рейки топливного насоса фирмы «Р. Бош»:

1 — датчик положения рейки; 2 — поршень; 3 — управляющий золотник; 4 — штепсельный разъем; 5 — датчик частоты циклов

применяются гидромеханические исполнительные механизмы, управляемые золотником, имеющим привод от электрических устройств (рис. 2.49). В ЦНИТА разработан электромеханический дифференциальный механизм привода рейки, в котором задатчиком скорости дизеля служит электродвигатель постоянного тока одностороннего направления вращения. Такая схема исполнительно-чувствительного механизма позволяет снизить энергозатраты на питание электронных регуляторов скорости и обеспечить высокие показатели регулятора по быстродействию переходных режимов и точности позиционирования органа, дозирующего топливо.

Регуляторы скорости, как правило, не требуют принципиальной реконструкции традиционных систем топливоподачи. Чувствительные и исполнительные механизмы встраиваются или навешиваются на существующие насосы высокого давления. Для реализации регуляторов скорости требуется лишь создание исполнительных приводов и микропроцессорных схем управления.

Большими возможностями для оптимального управления работой АТД обладают системы, в которых дополнительно к $V_{д}$ воздействуют на такие важные параметры процесса топливоподачи, как характеристика и угол опережения впрыскивания топлива ($p_{в}$, $\Phi_{в}$, б). Достоинством таких систем является осуществление многопараметрической оптимизации работы дизеля. В них обычно происходит циклическое воздействие на дозатор топлива, и поэтому они обладают большей разрешающей способностью по быстродействию переходных процессов.

Реализация управления параметрами характеристики и углом опережения впрыскивания требует создания новых конструкций ТА. Известны два класса систем, в которых регулируются $p_{в}$, $\Phi_{в}$, 9 наряду с регулированием $V_{д}$. Общими в этих системах являются агрегат, сообщаящий топливу энергию; управляющие золотниковые устройства, имеющие, как правило, электромагнитный, циклически действующий с частотой работы каждого цилиндра привод, микропроцессорная схема управления и параметрические датчики. Различаются системы по принципу сообщения топливу энергии и транспортированию его к сопловым отверстиям распылителя.

К первому классу следует отнести аккумулирующие системы, в которых в аккумулятор большой емкости плунжерным или другого типа насосом подается топливо, в котором с помощью регулирующего устройства создается и поддерживается требуемый уровень давлений при впрыскивании. С помощью электромагнитно-управляемых золотниковых устройств осуществляется управление открытием и закрытием форсунок. Уровень давления регулируется воздействием на баланс подаваемого в аккумулятор и сливаемого из него топлива, а начало и конец впрыскивания, а соответственно $\Phi_{в}$ и $V_{д}$ — моментом срабатывания управляющих золотниковых устройств. В этих системах золотниковые устройства могут размещаться в различных местах — у аккумулятора в нагнетательном трубопроводе, в форсунке. Предпочтительнее последний вариант системы.

Получили распространение две схемы управления форсунками: с непосредственным управлением подъемом иглы с помощью электромагнита и с управлением уровнем давления в гидрозарпном и нагнетающем трактах форсунки с помощью электромагнитно-управляемого золотника. Достоинством первой схемы является исключение потерь энергии на перепуске на слив топлива с высоким давлением, недостатком — трудность создания быстродействующего силового магнита для привода иглы и устройства его питания.

Во второй схеме имеют место значительные потери энергии с перепускаемым на слив топливом. Достоинством этой схемы являются малые усилия, требуемые от электромагнитных приводов, управляющих разгруженными от усилий золотниками (рис. 2.50).

Недостатками систем аккумулирующего типа являются их сложность (наличие нагнетающего насоса, создающего в аккумуляторе повышенное давление топлива; дополнительное введение в систему аккумулятора большой емкости, имеющего большую массу и систему демпфирующих и регулирующих элементов; усложнение конструкции форсунок); недостаточная надежность (увеличение трасс и количества стыков и уплотнений высокого давления; общее увеличение узлов и элементов в системе); нагрев топлива, низкий КПД. Эти недостатки особенно проявляются при создании систем для перспективных дизелей с давлением при впрыскивании до 150—200 МПа. В этом случае проблема уплотнения многочисленных стыков становится весьма сложной, а сжатие в аккумуляторе и транспортирование топлива при таких давлениях приводят к его значительному нагреву, требуют введения охладителей топлива и создают сложности при разработке надежно работающего кулачкового привода насоса высокого давления, заряжающего аккумулятор.

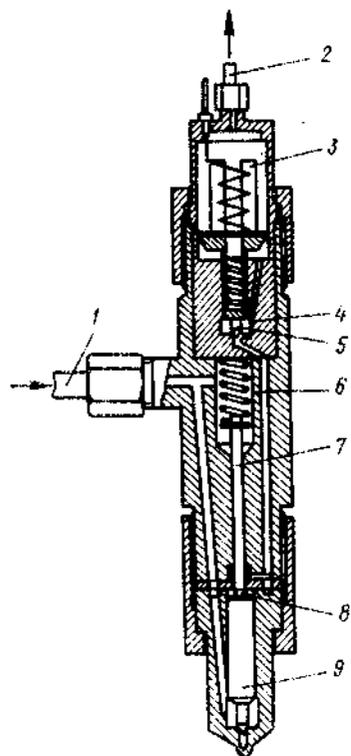


Рис. 2.50. Гидрозапорная электромагнитно-управляемая форсунка:

1 — подводящий штуцер; 2 — штуцер для отвода топлива; 3 — электромагнит; 4 — канал для отвода топлива; 6 — клапан; 6 — корпус форсунки; 7 — штанга; 8 — распылитель; 9 — игла распылителя

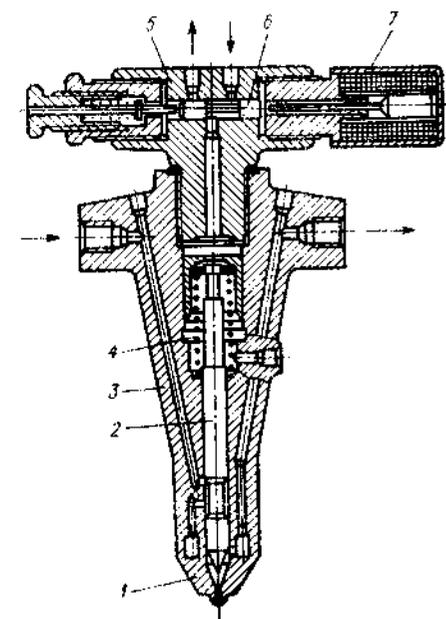


Рис. 2.51. Насос-форсунка с гидроприводом и электромагнитным золотником (ЦНИТА):

1 — распылитель; 2 — плунжер; 3 — корпус; 4 — пружина возвратная; 5 — корпус золотника; 6 — золотник; 7 — электромагнит

Ко второму классу относятся системы с насос-форсунками, имеющими мультипликаторный гидросервопривод, управляемый золотниковыми устройствами с электромагнитным приводом и микропроцессорными схемами регулирования. Принципиальными достоинствами этих систем являются существенное уменьшение, локализация и приближение к сопловому аппарату объема сжатого до высокого давления топлива и наличие в контурах управления топлива с существенно меньшими давлениями, чем давления впрыскивания, в степени, равной отношению площадей сервопоршня и нагнетающего плунжера (например, при давлениях впрыскивания 150—200 МПа, диаметре плунжера 8—10 мм и диаметре сервопоршня 25—30 мм давление в контурах управления будет составлять всего 15—20 МПа). Такие системы разработаны в СССР, а также за рубежом всеми ведущими фирмами. В насос-форсунке, созданной в ЦНИТА (рис. 2.51), топливо дозируется изменением давления на впуске. Насос-форсунка рассчитана на работу при $V_{ц} \leq 100 \text{ мм}^3$ и $n_{д} = 2500 \text{ мин}^{-1}$.

В системе UFIS (фирма ЮТДС, США) с гидропроводными насос-форсунками (рис. 2.52) имеется две отдельные линии питания насос-форсунок: для питания привода сервопоршня (давление 10—20 МПа) и надплунжерного пространства (давление 1,4 МПа), что является некоторым недостатком системы. Впрыскивание начинается при закрытии клапана 6, который имеет электромагнитный привод, запускаемый от электронной схемы. Поршни 1 и 2 различного диаметра нагнетают топливо; золотники 3 и 4 управляют наполнением пространства под поршнем 1,

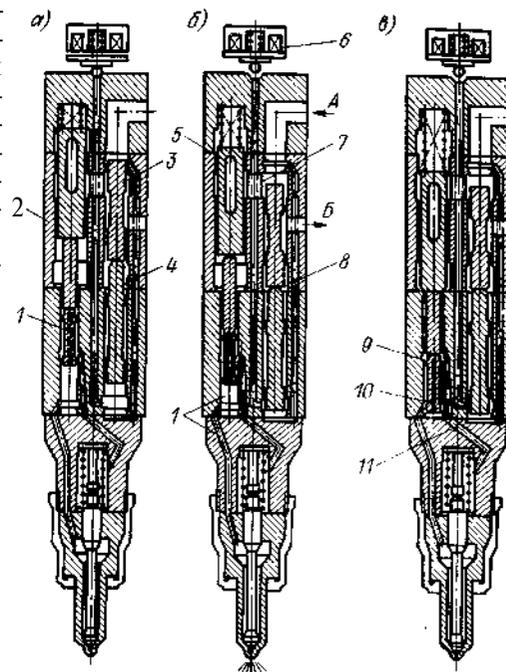


Рис. 2.52. Насос-форсунка системы UFIS (фирма ЮТДС): а — наполнение; б — впрыскивание; в — конец впрыскивания;

1 — нагнетающий поршень; 2 — сервопоршень; 3, 4 — управляющие золотники ($d_н > d_з$); В, 7 — пазы, соединяющие пространство над сервопоршнем со сливом или с подводом топлива; 6 — электромагнитный клапан; 8 — канал, соединяющий пространство под золотниками 3 и 4; 9, 10 — канавка и канал, соединяющие надпоршневое пространство с надзолотниковой полостью; 11 — канал; А — канал подвода топлива; Б — канал слива топлива

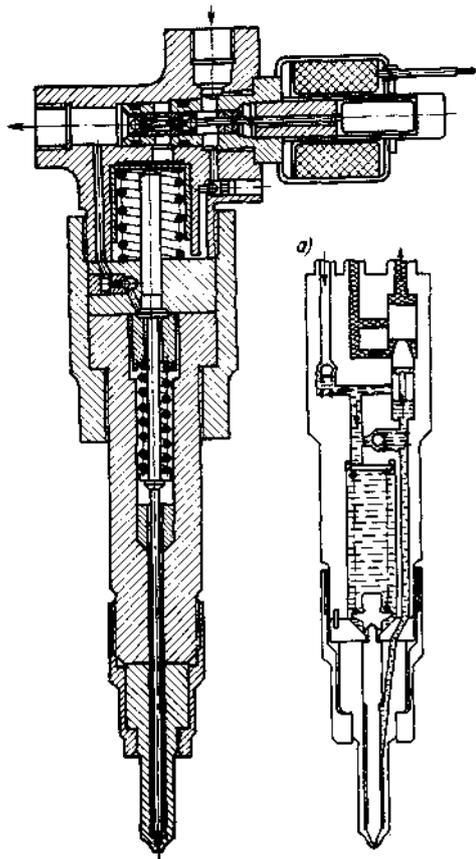


Рис. 2.53. Насос-форсунка с гидроприводом и электромагнитно-управляемым клапаном фирмы ВКМ (США)

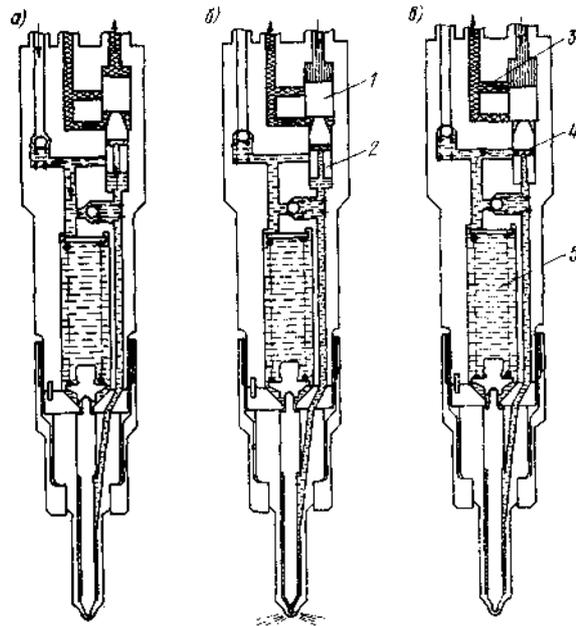


Рис. 2.54. Насос-форсунка с гидроусилителем: а — такт наполнения; б — такт нагнетания; в — конец подачи; 1 — нагнетающий поршень; 2 — сервопоршень; 3 — сливной канал; 4 — отсечной канал; 5 — надыгольная полость

а также рабочим и возвратным ходом нагнетающих плунжеров. Система универсальна и разработана для четырехтактных дизелей при $n_d \leq 3000 \text{ мин}^{-1}$ с объемами цилиндров, равными 300, 500 и 2400 мм^3 .

Отличительной особенностью системы фирмы «Р. Бош» является то, что для гидропривода и питания насос-форсунки применяется одно и то же топливо под давлением 15–20 МПа. Система рассчитана на цикловую подачу топлива до 10 мм^3 при частоте вращения двигателя 2500 мин^{-1} . В системе были достигнуты давления впрыскивания 100–200 МПа.

Фирма ВКМ (США) разработала и начала выпускать топливную систему с насос-форсунками и микропроцессорной схемой регулирования (рис. 2.53). Отличительной особенностью конструкции является применение аккумулятора в форсунке, в полость которого до начала впрыскивания топливо нагнетается плунжером, имеющим привод от гидропоршня. Это снижает требования к электромагнитному приводу управляющего клапанного устройства, которое выполнено в виде двух шариковых запирающих элементов. Семейство насос-форсунок включает пять типоразмеров и предназначено для дизелей с диапазоном от $V_{ц.н} = 30 \text{ мм}^3$ при $n_d = 2250 \text{ мин}^{-1}$ до $V_{ц.н} = 100 \text{ см}^3$ при $n_d = 90 \text{ мин}^{-1}$. Недостатками системы являются нечеткая отсечка топлива в конце подачи и падение давлений при впрыскивании с уменьшением цикловой подачи топлива.

Фирма «Рикардо» (Ricardo, Великобритания) разработала насос-форсунку с дифференциальным поршнем (рис. 2.54), в которой топливо дозируется так же, как и в системе РТ фирмы «Камминс» (США). В форсунке обеспечиваются близкое к постоянному давлению впрыскивания топлива (за счет воздействия на систему дифференциальных поршней 1 и 2 топлива с постоянным давлением), быстрое прекращение подачи топлива за счет слива его через канал 3, управляющего движением поршня топлива (рис. 2.54, в), и сообщение канала 4 малого поршня с запирающей иглой полостью 5. Форсунка рассчитана на работу при частоте работы дизеля до 4200 мин^{-1} .

Аналогичную по схеме питания форсунку фирмы «Камминс» разработала форсунку также фирма «Лукас САУ». Давление при нагнетании ее достигает 160 МПа. Форсунка имеет электромагнитное управление и электронную схему регулирования, которая обеспечивает двухразовое впрыскивание топлива (первая доза за $10\text{--}15^\circ$ ПВД до основного впрыскивания). Насос-форсунка предназначена для маломощных дизелей (объем первой дозы топлива составляет 3 мм^3 , основной дозы — 38 мм^3).

В СССР (НПО ЦНИТА) также ведется разработка системы топливоподачи с электронным (микропроцессорным) управлением на основе гидроприводных насос-форсунок, имеющих электромагнитный привод распределительных золотников. Система обеспечивает многопараметрическую оптимизацию процесса топливоподачи и позволяет достигнуть максимальных давлений впрыскивания — до 150 МПа. Проведенный вычислительный эксперимент, а также эксперимент на натуральных образцах показали возможность регулирования в широком диапазоне во всем поле рабочих режимов цикловых подач топлива, максимальных давлений и углов опережения впрыскивания.

Системы с насос-форсунками позволяют осуществить регулирование параметров $V_{ц}$, $p_{в}$, $\varphi_{в}$, Θ , и для управления форсунками могут использоваться принципиально такие же микропроцессор-

ные схемы, как и для аккумулирующих систем топливоподачи. Реализация систем с насос-форсунками требует для их установки адаптации конструкций головок дизелей.

Возможны и гибридные системы. В некоторых из них используются традиционные насосы высокого давления, а конец и начало подачи топлива регулируются электромагнитно-управляемыми золотниками. Ведется разработка механических и гидромеханических с электрическим управлением устройств автоматического изменения угла опережения впрыскивания топлива.

Рядом зарубежных фирм («Р. Бош», «Митсубиси Моторс», «Дизель Кики», «Ниппон Денсо») разработаны конструкции рядных многоплунжерных насосов, в которых имеется встроенный механизм изменения хода плунжера до геометрического начала подачи, что позволяет наряду с регулированием цикловой подачи топлива управлять углом опережения впрыскивания. Это достигается с помощью плунжера, снабженного золотниковым дозатором с электрическим приводом (от соленоида или от шагового электродвигателя), и электронного блока управления с микропроцессором. Недостатком такого способа регулирования является уменьшение давлений впрыскивания с ростом угла опережения, что приводит к некоторому деформированию впрыскивания на номинальном и близких к нему режимах, хотя и повышаются давления при впрыскивании в области низких частот вращения.

В последнее время получила распространение насос-форсунка с механическим приводом плунжера от кулачка с циклически действующим дозатором, имеющим электромагнитный привод и позволяющим регулировать цикловую подачу и угол опережения впрыскивания. В дополнение к упомянутым выше следует отметить систему DDEC фирмы DDA (США), фирм «Катерпиллар» и «Камминс», в которой подача топлива управляется циклически действующим золотником с приводом от соленоида. Обе системы предназначены для грузовых автомобилей мощностью до 300 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1700—2100 мин⁻¹ и обеспечивают давление при нагнетании топлива до 140 МПа. Топливоподача управляется электронной системой с микропроцессором, обеспечивающим регулирование цикловой подачи и угла опережения впрыскивания во всем поле рабочих режимов по заданной программе, а также реализует другие сервисные операции по управлению двигателем и его защите. В системе фирмы «Катерпиллар» используется модернизированный электронный модуль РЕЕС, используемый также для управления подачей топлива в системах с многоплунжерными насосами.

Дальнейшее развитие и совершенствование систем, оптимизирующих процесс топливоподачи по жестким программам, могут привести к созданию адаптивных систем, которые осуществляют оптимальное управление работой дизеля по заданной целевой функции (минимальному эксплуатационному расходу топлива,

максимальной производительности и др.) при задаваемых многообразных ограничениях и условиях. Реализация таких систем требует разработки специальных программных средств совершенствования применяемых микропроцессоров с повышенными быстродействием и объемом оперативной памяти и создания системы надежных функциональных датчиков.

2.6. СПЕЦИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ И КОНСТРУКЦИИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Аппаратура для многотопливных дизелей. Указанная аппаратура должна обеспечивать работу дизелей на легких топливах нефтяного происхождения. При этом в соответствии с ГОСТ 17794—74 изменение мощности многотопливных дизелей должно быть незначительным и должны сохраняться высокий ресурс и пусковые свойства. Согласно ГОСТ 21633—76, специальные устройства должны обеспечивать сохранение массовой подачи топлива в условиях эксплуатации с допуском до 5%. Насосы должны сохранять неравномерность подачи топлива согласно ГОСТ 10578—74, иметь проточную систему подвода топлива. Конструкция насосов должна быть пожаро- и взрывобезопасной.

Температура топлива на входе в насос в летнее время при $t_0 = 30 \div 40^\circ\text{C}$ может достигать $70 \div 100^\circ\text{C}$. Вследствие этого при работе дизеля на бензине в питающем топливопроводе возникают паровые пробки, которые могут приводить к нестабильной работе топливной аппаратуры и затруднять запуск двигателя после остановки. Чтобы избежать этого, в систему вводится специальный электроподкачивающий агрегат, который обычно устанавливают в баке, и перед пуском дизеля давление топлива на всасывании основной помпы повышают до 0,01—0,05 МПа. Предусматривается также ряд дренажных отводов топлива в бак из верхних точек элементов системы для удаления образующегося пара. На линии питания насоса давление топлива увеличивается до 0,2—0,3 МПа.

Для уменьшения утечек бензина в корпус насоса применяется аомпа с прецизионным поршнем. Исключение утечек через плунжерную пару достигается двумя способами: сбором просачивающегося топлива в канавке втулки и дренажированием его в наполнительные отверстия втулки (рис. 2.55, а); подводом масла к цилиндрической направляющей плунжерной пары.

Для сохранения массовой подачи применяются регулируемые упоры (рис. 2.55, б и в), а также автоматические корректоры подачи топлива, которые могут реагировать на изменение вязкости и плотности топлива (рис. 2.55, г). Последние имеют более сложную конструкцию, включающую в себя поплавковый механизм.

В вязкостных автоматах поршень, управляющий положением упора, находится под воздействием перепада давления, изменяющегося при протекании топлива различной вязкости через не-

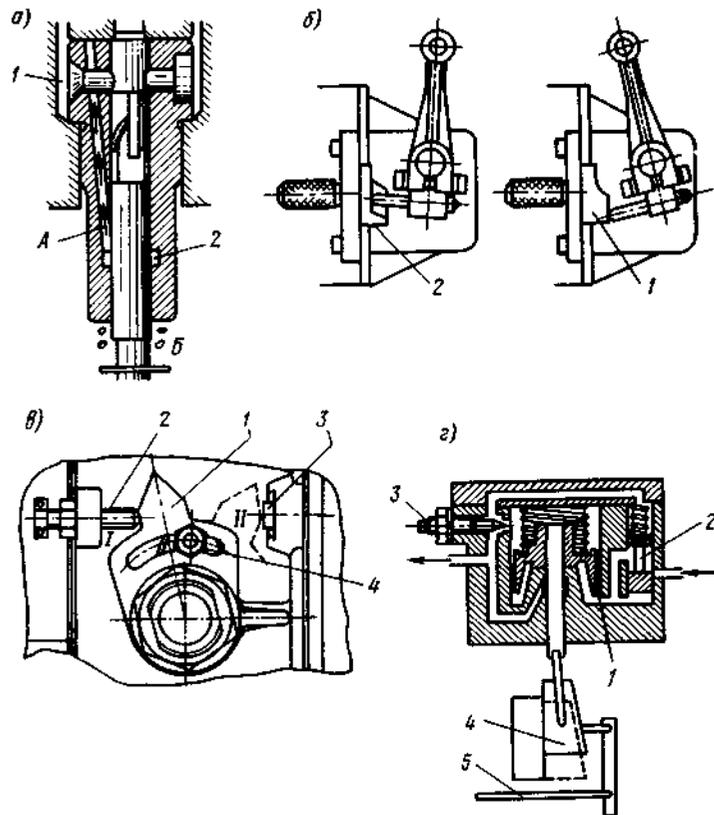


Рис. 2.55. Элементы систем многотопливных дизелей:

- а — плунжерная пара с дренажированием топлива; А — топливо; Б — масляный затвор; 1 — питающая полость; 2 — канавка;
 б — передвижной упор хода рейки; 1 — при работе на бензине; 2 — при работе на дизельном топливе;
 в — упор положения оси регулятора дизеля ЯМЗ-238М: 1 — рычаг; 2, 3 — упоры; 4 — болт с гайкой; / — положение при работе на дизельном топливе; II — положение при работе на бензине;
 г — корректор вязкости топлива; 1 — игла; 2 — золотник; 3 — игла; 4 — ограничитель рейки; 5 — шест и рейка

большой зазор, где течение жидкости ламинарное. В зависимости от типа камеры сгорания и степени сжатия дизеля при переходе на бензин приходится с целью уменьшения жесткости процесса сгорания либо уменьшать угол опережения впрыскивания (например, у дизеля ЯМЗ-236), либо увеличивать его при больших периодах индукции. Поэтому муфта, соединяющая приводной вал двигателя с кулачковым валом насоса, должна быстро изменять угол опережения при переходе на другое топливо. Для снижения жесткости процесса сгорания используется аппаратура, позволяющая управлять начальным периодом процесса сгорания.

Наряду с топливами облегченного фракционного состава в дизелях начали применяться топлива расширенного утяжеленного фракционного состава (см. табл. 1.17). Основная проблема, возникающая при их использовании, — это повышенная вязкость, ухудшающая распыливание топлива и вызывающая выпадение парафина при положительных температурах окружающей среды. Парафин закупоривает питающий тракт и топливные фильтры, в связи с чем требуется подогрев всего питающего тракта путем включения в систему специальных подогревателей.

С целью улучшения распыливания увеличивают давление нагнетания топлива до 100—120 МПа и выше. С этой же целью возможно растворение в топливах газов или воздуха, что достигается смешением топлива с воздухом на линии питания насоса и последующим сжатием топливовоздушной смеси или растворением воздуха в топливе в сосуде при повышенном давлении¹.

Аппаратура для альтернативных топлив. Из известных альтернативных топлив наиболее близки к промышленному применению спирты (метанол) и сжатые газы. В связи с плохой воспламеняемостью спиртов аппаратура, в которой они используются, обеспечивает подачу в цилиндр спирта в качестве основного топлива и запальной дозы дизельного топлива. Спирт может впрыскиваться непосредственно в цилиндр дизеля на такте сжатия или подаваться с воздушным зарядом, с которым предварительно он смешивается во всасывающем коллекторе. Возможно использование для этого пленочно-испарительных систем питания. В системах двойного питания необходимо применять сложные регуляторы подачи топлива, обеспечивающие необходимые соотношения между подачами топлив при работе дизеля на различных режимах. Учитывая повышенную химическую активность спиртов, следует подбирать для деталей топливной аппаратуры специальные материалы и покрытия.

В газовом дизеле питание двигателя осуществляется готовой газозвушной смесью, а для ее воспламенения в цилиндр впрыскивается небольшая (15—20% от общей подачи) доза жидкого дизельного топлива. Для осуществления работы дизеля по газожидкостному циклу необходимо оборудовать его смесителем газа с воздухом. Впрыскивающий насос должен работать на малых подачах с допустимой (3—6%) степенью неравномерности. Регулятор насоса кинематически связывают с воздушной заслонкой смесителя. При употреблении сжиженных газов перед газовым смесителем устанавливается испаритель, подогреваемый охлаждающей водой.

Аппаратура, позволяющая управлять начальным периодом процесса сгорания. Способы управления начальным периодом топливоподачи с целью снижения жесткости горения весьма многообразны. В СССР эта идея была апробирована впервые еще

¹ А. с. 286404 и 289215 (СССР).

в 1930-е годы [56]. В последние годы были проведены значительные исследования отечественными и зарубежными авторами и предложено большое количество конструктивных решений. Их можно разделить на три группы [56]:

1) управление передним фронтом характеристики впрыскивания при едином непрерывном процессе подачи топлива — ступенчатое впрыскивание; возможна ступенька в изменении давления фронта давления (рис. 2.56, а, кривая 1) или пологое протекание фронта давления за счет специальных конструктивных мероприятий (рис. 2.56, а, кривая 2);

2) разделение впрыскивания топлива на вспомогательное, предшествующее основному, и основное (рис. 2.56, а, кривая 3);

3) подача первой дозы в цилиндр через всасывающий тракт в расширенном виде или паровой фазе и впрыскивание основной дозы топлива в цилиндр через форсунки (двухстадийный или двухфазная подача топлива); при этом возможна подача в период первой и второй фазы одной и той же топлива и вариант, когда в коллектор подаются другие виды топлива, например бензин или спирт.

В первом случае ограничивается количество топлива, подаваемого в цилиндр за период индукции; во втором и третьем — уменьшается период индукции при горении основной дозы топлива.

Многолетние усилия в области создания ТА для управления впрыскиванием с целью воздействия на горение до настоящего времени не привели к применению такой аппаратуры на АТД. Это объясняется тем, что не была создана система, удовлетворяющая совокупности следующих требований при ее использовании: сохранения высоких экономических показателей дизеля, оптимальной впрыскивания в широком диапазоне частотных и нагрузочных режимов работы, возможности воздействия на горение при работе на одном типе топлива, высокой надежности и долговечности, небольшого увеличения трудоемкости изготовления, обеспечения идентичности впрыскиваний в различные цилиндры дизеля.

В системах двухфазного питания подача части топлива в цилиндр по трубопроводу может приводить к потерям топлива в период продувки, что снижает экономичность дизеля. Особенно этот недостаток проявляется в дизелях с наддувом.

С внедрением дизелей с повышенным наддувом и созданием адаптивных дизелей период индукции существенно уменьшается и актуальность реализации управляемого впрыскивания снижается при работе на дизельном топливе (ступенчатое впрыскивание может оказаться полезным). Для безнаддувных дизелей (особенно для малотоксичных модификаций), а также для многотопливных дизелей при работе на альтернативных топливах управление впрыскиванием эффективно.

Наиболее характерными способами получения ступенчатых характеристик впрыскивания являются подбор гидравлической

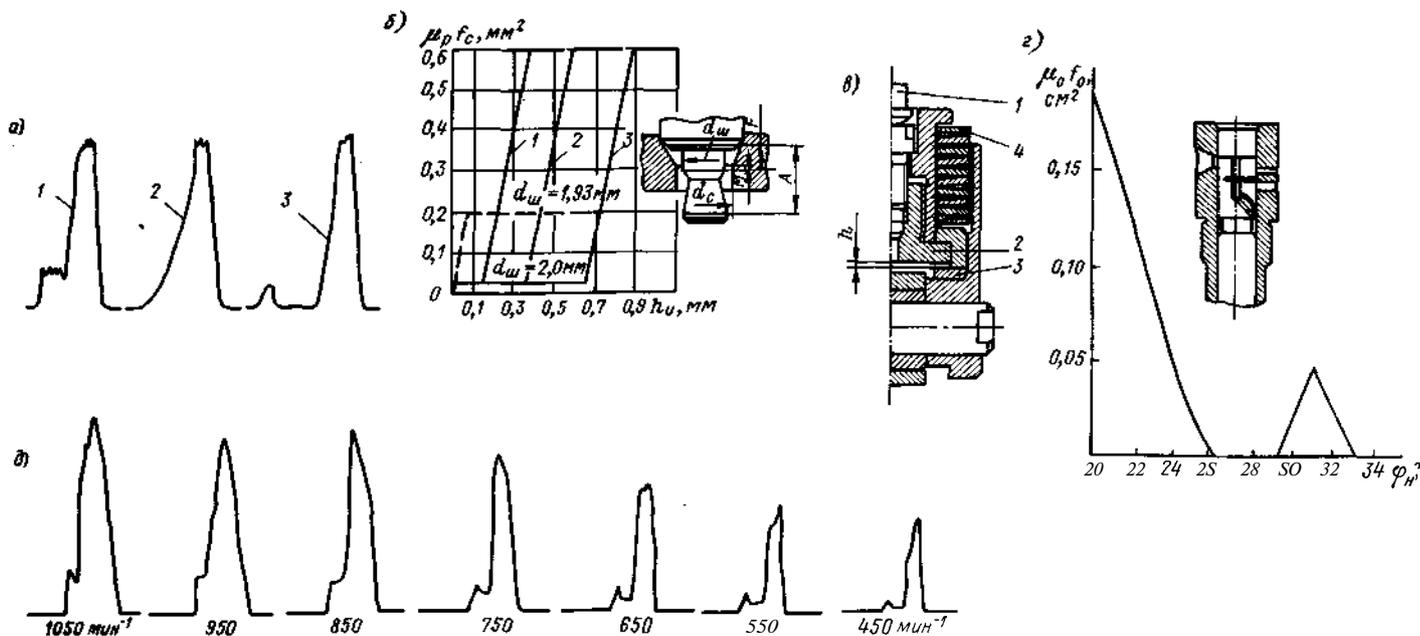


Рис. 2.56. Параметры и элементы ТА, управляющей процессом сгорания:

- а — типы характеристик впрыскивания;
 б — гидравлические характеристики штифтового распределителя $d_w = 2,0$ мм, обеспечивающего ступенчатую характеристику впрыскивания
 1 — $A = 2,06$ мм, $F = 1,3$ мм, $M = 0,149$ мм; 2 — $A = 2,26$ мм, $F = 1,5$ мм, $M = 0,349$ мм; 3 — $A = 2,56$ мм, $F = 1,8$ мм, $M = 0,649$ мм;
 в — упругий толкатель: 1 — плунжер; 2 — шток; 3 — шайба; 4 — тарельчатая пружина;
 е — плунжерная пара в промежуточной отсечке вофлава; д — ступенчатые характеристики впрыскивания, полученные при работе а упругим толкателем

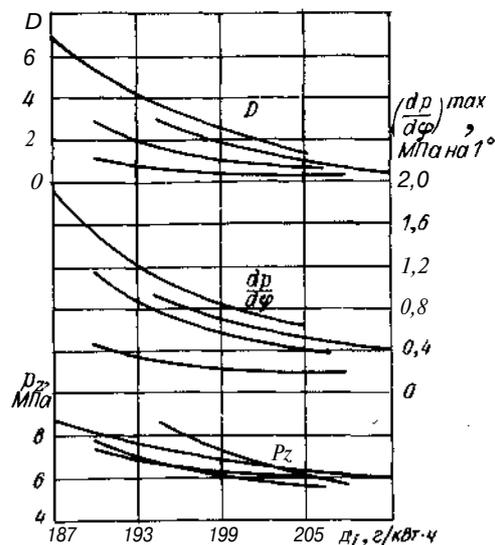


Рис. 2.57. Зависимость удельного расхода топлива от показателей, характеризующих жесткость процесса сгорания при ступенчатом впрыскивании (дизель ЯМЗ-236, $n_d = 2100 \text{ мин}^{-1}$, $p_i = 0,9 \text{ МПа}$)

втулке. Может использоваться двухвыступный кулачковый профиль.

Ступенчатое впрыскивание с оптимизированными параметрами позволяет существенно снизить жесткость (рис. 2.57). Чем меньшее g_i и меньшую жесткость горения мы стремимся обеспечить, тем больший эффект дает система. При работе на бензине эффект применения ТА с упругими толкателями уменьшается. Эффективно применение ступенчатого впрыскивания на дизелях с наддувом (рис. 2.58).

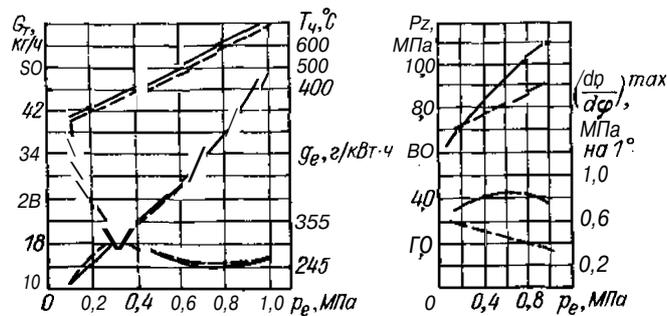


Рис. 2.58. Показатели рабочего процесса дизеля ЯМЗ-238 с наддувом при обычном (—) и ступенчатом (---) впрыскивании

характеристики штифтового распылителя (рис. 2.56, б); уменьшение скорости плунжера в первоначальном этапе подачи топлива вследствие применения упругого пакета толкателя (рис. 2.56, в, д) [56]. Характеристика, представленная на рис. 2.56, а (участок 2), может быть получена выбором закона изменения скорости плунжера.

На рис. 2.56, г изображена конструкция элемента ТА, позволяющая осуществить двухразовое впрыскивание топлива. В плунжерной паре предусматривается промежуточная отсечка топлива, которая производится при совпадении канавки на плунжере с отверстием во

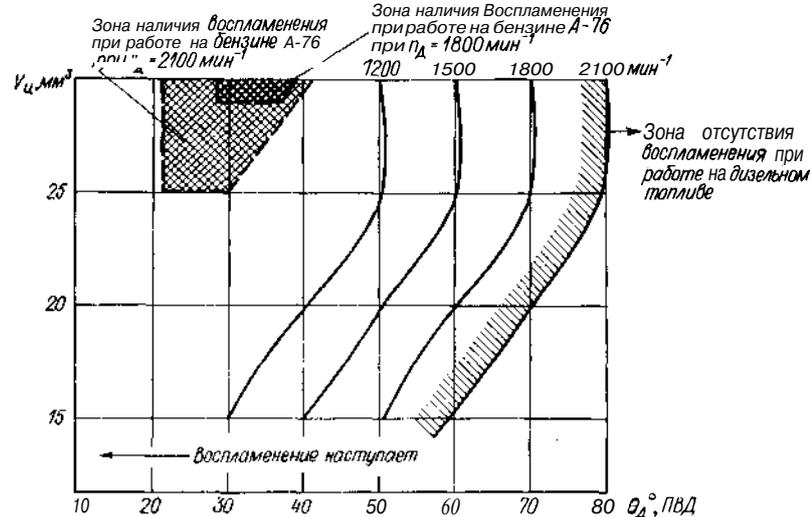


Рис. 2.59. Зона воспламенения горючей смеси в зависимости от V_c и θ_d (дизель ЯМЗ-236)

При двухразовом впрыскивании в период, предшествующий подаче основной дозы топлива, первоначально поданная запальная доза проходит в цилиндре несколько стадий предпламенных процессов, в результате которых к моменту впрыскивания основной дозы образуются промоторы — активные продукты, инициирующие ее воспламенение с малыми периодами индукции. В качестве промежуточных активных продуктов могут образоваться карбоксильные соединения, органические перекиси, формальдегид, активные радикалы и др. Способность промоторов инициировать процесс воспламенения зависит от их концентрации, концентрации самой горючей смеси и от температуры в зоне воспламенения.

Иницирующая роль предварительно поданной порции топлива подтверждается экспериментальными исследованиями (рис. 2.59) [56]. При $V_c = 15 \div 25 \text{ мм}^3$, соответствующем предварительной дозе топлива при двухразовом впрыскивании, воспламенения при $n_d = 2100 \text{ мин}^{-1}$ и углах опережения $60 \div 80^\circ$ вообще не наступает. При уменьшении n_d величина θ_d , выше которой воспламенение топлива отсутствует, имеет еще меньшие значения и при $n_d = 1200 \text{ мин}^{-1}$ снижается до $30 \div 50^\circ$. Это объясняется тем, что в связи с увеличением времени, отводимого на смесеобразование (с уменьшением g_d), топливо успевает испариться и образовать гомогенную и достаточно однородную по составу горючую смесь, по своим концентрационным характеристикам находящуюся за пределами границ воспламенения. При одноразовом впрыскивании бензина в связи с лучшей его

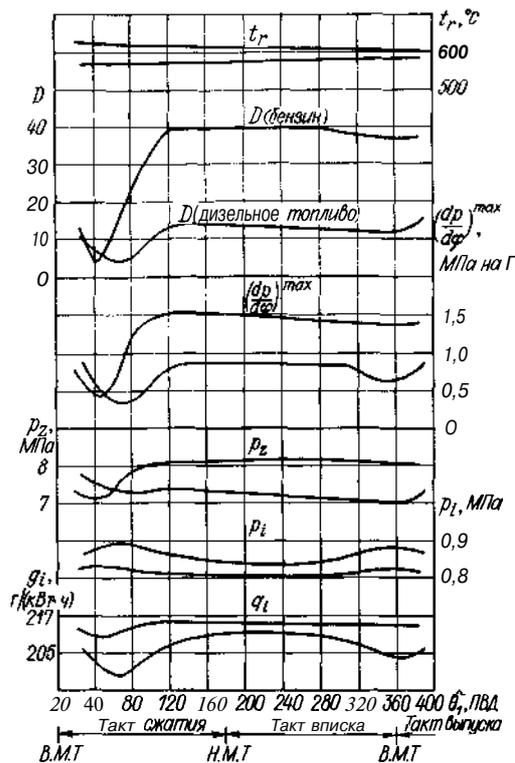


Рис. 2.60. Зависимость параметров рабочего процесса дизеля ЯМЗ-236 ($n_D = 2100 \text{ мин}^{-1}$) от угла θ_1 впрыскивания первой дозы при двухразовом впрыскивании топлива

аппаратуры (рис. 2.61) можно управлять приведенным коэффициентом динамичности впрыскивания $\sigma_{п.и}$. С уменьшением угла опережения подачи первой дозы θ_1 (рис. 2.61, а) увеличивается период индукции и $\sigma_{п.и}$ растет за счет увеличения объема испарившегося топлива, поданного за основной период впрыскивания $\sigma_{п.в}$, хотя количество испарившегося топлива $\sigma_{пв1}$ (от поданной первой дозы топлива) несколько уменьшается. Со снижением величины $V_{цт1}$ (рис. 2.61, б) падает до определенного значения $V_{цт}$ (18—15%), а затем растет вследствие увеличения ϕ_i и соответственно $\sigma_{п.в}$.

С ростом интенсивности впрыскивания основной дозы топлива наряду со снижением жесткости горения уменьшаются удельные расходы топлива. Это объясняется более глубоким проникновением струи топлива в пространство камеры сгорания, вплоть до достижения стенок камеры за период τ_i . При оптимизированном двухразовом впрыскивании необходимо стремиться к увеличению

испаряемостью и большей склонностью к образованию гомогенных однородных смесей границы самовоспламенения перемешаются в область больших $V_{цт}$ и меньших θ_1 .

Имеется оптимальная область значений $\theta_1 = 30 \div 80^\circ$ (рис. 2.60), в которой наблюдается полезное воздействие вспомогательной дозы топлива на рабочий процесс дизеля. В этой зоне уменьшаются значения g_i с одновременным снижением жесткости. При дальнейшем увеличении θ_1 , вплоть до подачи топлива на такте впуска, основные показатели рабочего процесса существенно ухудшаются, и только при подаче первой дозы в начале впуска — в конце выпуска они несколько улучшаются.

Путем варьирования параметрами топливной аппаратуры (рис. 2.61) можно управлять приведенным коэффициентом динамичности впрыскивания $\sigma_{п.и}$. С уменьшением угла опережения подачи первой дозы θ_1 (рис. 2.61, а) увеличивается период индукции и $\sigma_{п.и}$ растет за счет увеличения объема испарившегося топлива, поданного за основной период впрыскивания $\sigma_{п.в}$, хотя количество испарившегося топлива $\sigma_{пв1}$ (от поданной первой дозы топлива) несколько уменьшается. Со снижением величины $V_{цт1}$ (рис. 2.61, б) падает до определенного значения $V_{цт}$ (18—15%), а затем растет вследствие увеличения ϕ_i и соответственно $\sigma_{п.в}$.

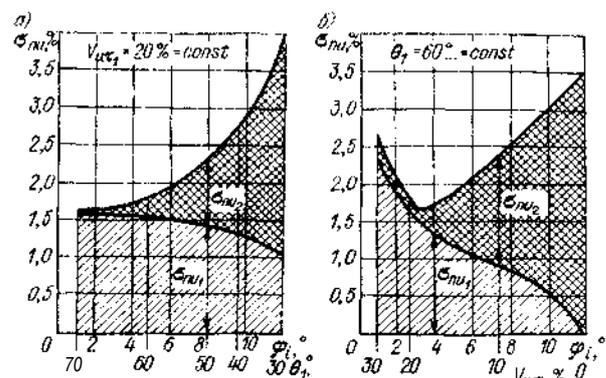


Рис. 2.61. Зависимость коэффициента динамичности впрыскивания $\sigma_{п.и}$ от параметров впрыскивания: а — от θ_1 ; б — от $V_{цт}$

скорости нарастания давлений в переднем фронте характеристики впрыскивания основной дозы топлива, что позволяет снизить жесткость горения при сохранении высокой топливной экономичности, присущей дизелям с неразделенными камерами сгорания.

На рис. 2.62—2.64 представлены индикаторные диаграммы при обычном и оптимизированном двухразовом впрыскивании соответственно для дизелей Д-144, Д-240 и ЯМЗ-236, а на рис. 2.65 — характеристики рабочего процесса дизеля ЯМЗ-236 при работе с обычным и оптимизированным двухразовым впрыскиванием. При обычном впрыскивании наблюдается отчетливый переход от сжатия к горению, а при оптимизированном двухразовом впрыскивании — плавное изменение давлений. При обоих способах подачи топлива и положении поршня, соответствующего положению коленчатого вала — $\pm 3^\circ$ от ВМТ, выделяется примерно равное количество теплоты ($\xi \approx 40\%$), что характеризует равенство эксергий тепла и равноценную топливную эко-

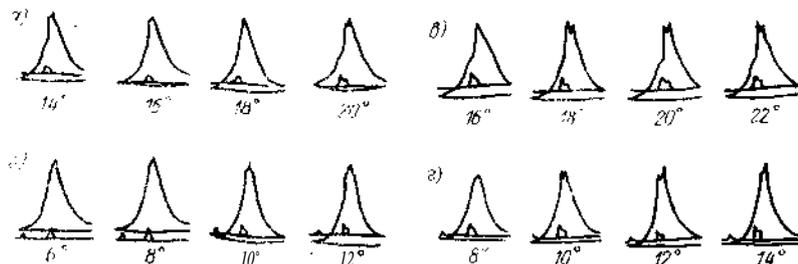


Рис. 2.62. Индикаторные диаграммы дизеля Д-144 (ВТЗ) при работе со штатной ТА (а, в) и с ТА, осуществляющей двухразовое впрыскивание (б, г); $n_D = 1600 \text{ мин}^{-1}$; $N_e = 37,9 \text{ кВт}$ (а, б); $N_e = 43 \text{ кВт}$; $n_D = 2000 \text{ мин}^{-1}$ (в, г)

номичность. При двухразовом впрыскивании несколько больше потери от несвоевременности выделения тепла ($\chi = 0,79; 0,88$), но меньше потери на теплопередачу ($\chi_4 = 0,92; 0,88$). При двухразовом впрыскивании $\varphi_i = 2 \div 4^\circ$, а при обычном — $12-14^\circ$ соответственно, $\varphi_{н.в} = 12 \div 18^\circ$ до ВМТ и $2-5^\circ$, D снижается при управляемом впрыскивании до $6-13$ ($15-25$ при обычном), $(dp/d\varphi)_{max}$ уменьшается с $0,8-1$ МПа на Γ до $0,4$ МПа на 1° , выброс NO_x уменьшается от 16 до 8 г/(кВт·ч), а уровень звука — на $6-10$ дБ (в области частот $600-6000$ Гц). Эффективность оптимизированного по параметрам двухразового впрыскивания сохраняется при работе на бензине.

При двухфазовой подаче с увеличением дозы топлива G_{T_1} , подаваемой в питающий трубопровод, уменьшается период индукции при воспламенении основной дозы топлива, что приводит к снижению жесткости горения (рис. 2.66). Увеличение первой дозы эффективно до определенной величины, после чего жесткость горения снова увеличивается. Эта величина уменьшается со снижением частоты вращения и увеличением степени подогрева топлива.

По мере увеличения G_{T_1} наблюдается рост g_i . Ухудшение топливной экономичности при подаче части топлива в питающий трубопровод вызвано уменьшением дальности струй при впрыскивании уменьшающихся основных доз топлива, потерями смеси в период продувки, а также стеканием сконденсировавшегося

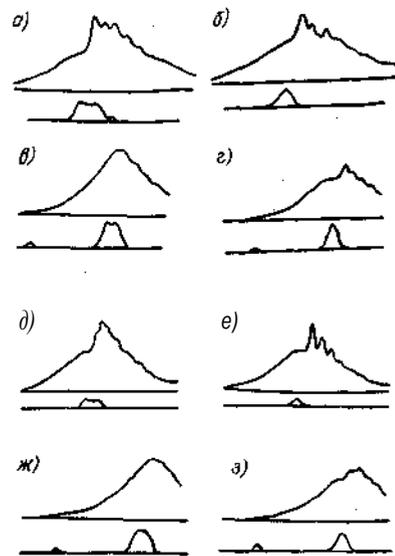


Рис. 2.63. Индикаторные диаграммы дизеля Д-240 ($n_D = 2200 \text{ мин}^{-1}$): а, б — насос УТН-5; в, е — насос НД21/4; а, б, д, е — одноразовое впрыскивание; в, е, ж, а — двухразовое впрыскивание; а, в, д, ж — $N_e \approx 62,5 \text{ кВт}$; б, г, е, э — $N_e = 16,2 \text{ кВт}$

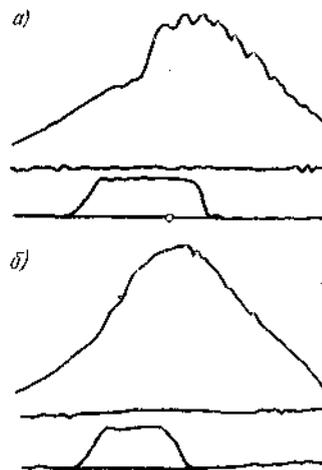


Рис. 2.64. Индикаторные диаграммы дизеля ЯМЗ-236 при обычном (а) и двухразовом (б) впрыскивании

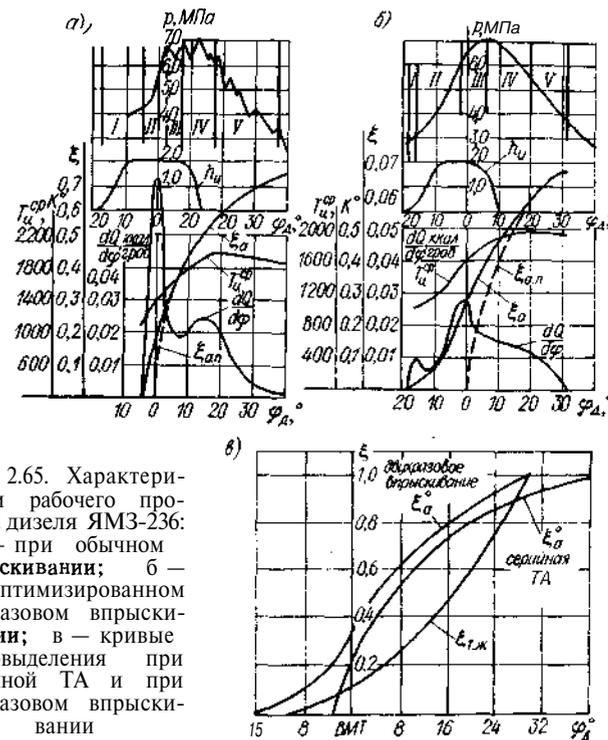


Рис. 2.65. Характеристики рабочего процесса дизеля ЯМЗ-236: а — при обычном впрыскивании; б — при оптимизированном двухразовом впрыскивании; в — кривые тепловыделения при серийной ТА и при двухразовом впрыскивании

топлива в виде пленки по гильзам цилиндра в картер дизеля. В связи со значительным подогревом воздушного потока (до 100°C) уменьшается коэффициент наполнения дизеля. При легких топливах в меньшей степени растут значения g_i с увеличением G_{T_1} . Это объясняется уменьшением конденсации паров топлива, оседающих на холодных стенках цилиндра и стекающих в картер дизеля.

Форсунки с гидравлическим запираем иглы. Вследствие гидравлической центровки иглы форсунки может работать с увеличенными зазорами в паре игла — корпус распылителя. Возможно запираем иглы и пружиной и топливом. Управляя уровнем давления топлива в полости над иглой форсунки, можно создавать оптимальное давление открытия иглы распылителя при работе системы в широком диапазоне режимов. Повышение давления запираем иглы является одним из эффективных средств увеличения давления впрыскивания топлива и одним из путей реализации ТА с предварительным, перед нагнетающим ходом плунжера, созданием давлений в нагнетательном тракте системы.

Недостатком системы является ее повышенная сложность, связанная с необходимостью подпитки форсунок и нагнетатель-

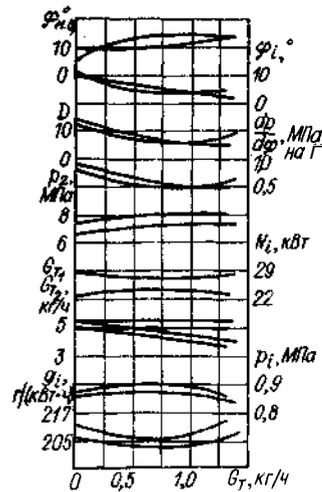


Рис. 2.66. Зависимость параметров рабочего процесса дизеля ЯМЗ-236 при двухстадийной подаче топлива от первой дозы топлива, подаваемого в коллектор дизеля

резиновые манжеты (рис. 2.67, б). В первом случае дозирование топлива осуществляется отсечкой его плунжером, во втором — с помощью клапана, управляющего отсечкой топлива в начале подачи. Момент начала активного хода устанавливают с помощью рейки, имеющей наклонный скос. Конец активного хода в этой системе определяют остановкой плунжера. Подобные элементы могут быть использованы для уплотнения полостей форсунок.

2. Для распыливания топлива может быть применена энергия перетекания воздушного заряда в камере сгорания цилиндра дизеля (рис. 2.67, в и г). Исследования подтвердили возможность работы дизеля с такой системой в диапазоне частот вращения вала дизеля $1600-8000 \text{ мин}^{-1}$.

3. На рис. 2.67, д представлена схема топливной системы для впрыскивания топлива за счет энергии, выделяющейся при гидравлическом ударе жидкости. Поток жидкости в трубопроводах 5 и 12 прекращается с закрытием клапана 6. Образующаяся при этом в камере волна давления перемещается по трубопроводу 8 к распылителю 9.

4. Для распыливания топлива может быть использован электрогидравлический эффект (рис. 2.67, е). Искровой разряд от высоковольтного источника порождает в жидкости волну повышенного давления, энергию которой можно использовать для впры-

ного трубопровода с помощью автономного источника давления топлива для обеспечения нормальных условий подачи топлива, особенно на пусковых режимах. Облегчения решения этой задачи можно достигнуть используя часть нагнетающего хода плунжера, для чего в нагнетающую секцию вводятся дополнительные каналы, а в узел плунжера — распределительные кромки.

Аппаратура с беспрецизионными элементами. Наличие прецизионных элементов повышает стоимость ТА и предъявляет высокие требования к очистке топлива. Поэтому непрерывно ведутся поисковые работы по созданию таких конструкций и способов распыливания, в которых можно исключить прецизионные элементы. Рассмотрим некоторые из них.

1. Для уплотнения полостей высокого давления в насосных элементах применяются мембраны (рис. 2.67, а) или армированные

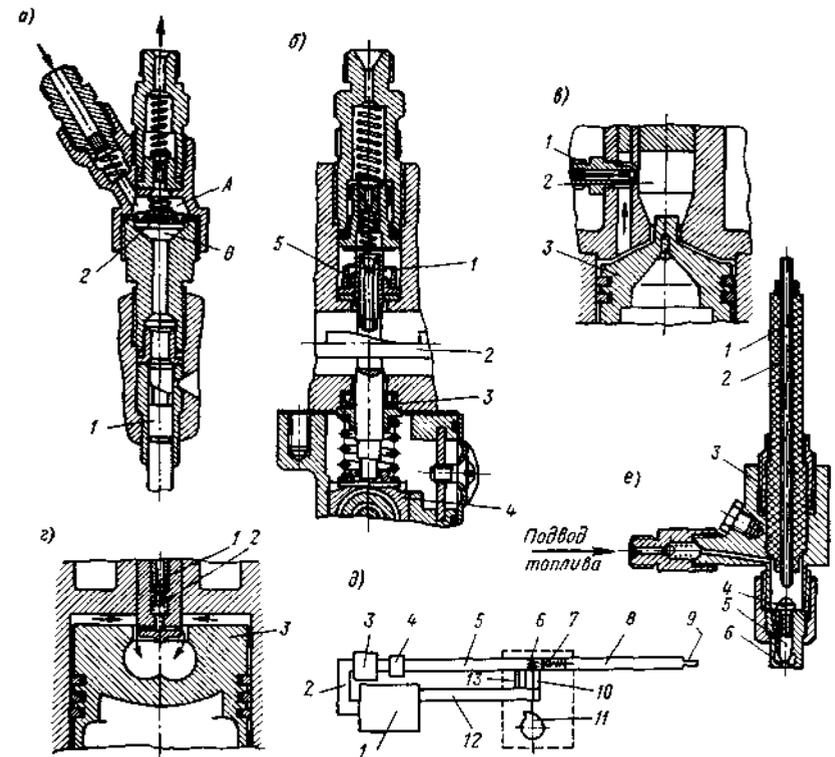


Рис. 2.67. Схема беспрецизионных топливных систем:

- а — насос с мембранным уплотнением: 1 — плунжер; 2 — мембрана; А — полость высокого давления рабочей жидкости; В — полость вспомогательной жидкости;
 б — насос с манжетным уплотнением: 1 — плунжер; 2 — рейка; 3 — нижняя манжета; 4 — толкатель; 5 — верхняя манжета;
 в — схема безнасосного впрыскивания с боковым расположением форсунки: 1 — форсунка; 2 — камера сгорания; 3 — поршень;
 г — схема безнасосного впрыскивания с центральным расположением форсунки: 1 — распылитель; 2 — клапан; 3 — поршень;
 д — схема гидроударной системы: 1 — бак; 3 — насос; 4 — фильтр; 5, 2, 12 — циркуляционный контур; 6, 7 — клапана; 8 — трубопровод высокого давления; 9 — распылитель; 10 — шток клапана; 11 — кулачок; 13 — предохранительный контур;
 е — схема электрогидравлической форсунки: 1 — центральный электрод; 2 — изолятор; 3 — корпус; 4 — электрод; 5 — клапан запорный; 6 — распылитель

скивания топлива. Топливо можно также распыливать с помощью ультразвуковых колебаний. В этом случае вибратор, генерирующий колебания, помещается у соплового аппарата-распылителя.

МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ И ИССЛЕДОВАНИЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

4.1. ОЦЕНКА ПЛОТНОСТИ ПРЕЦИЗИОННЫХ ПАР И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ

Методы оценки **плотности**. Хотя имеются приборы для измерения диаметров наружных и внутренних цилиндрических поверхностей с точностью до 0,2—0,4 мкм, однако получаемые при этом размеры локальных зазоров вследствие отклонения от правильной геометрической формы не характеризуют полностью уплотняющих свойств прецизионных элементов. Для комплексной оценки зазоров и геометрической формы уплотняющих поверхностей прецизионных деталей применяются косвенные методы, основанные на оценке плотности при опрессовке прецизионных пар.

Плотность плунжерных пар определяется временем перемещения плунжера относительно гильзы на величину заданного $h_{п. а}$ (для АТД не должно превышать 4,5 мм) под воздействием груза, создающего в надплунжерном пространстве постоянное давление, препятствующее перемещению плунжера (рис. 4.1, а). В соответствии с ГОСТ 25708—83 (СТ СЭВ 2406—80) при опрессовке применяется смесь дизельного топлива с маслом вязкостью 9,9—10,9 мм²/с при 20 °С. Груз должен создавать в надплунжерном пространстве давление $(15 \div 20) \pm 10$ МПа. Время опрессовки составляет 15 с и более, и устанавливается ТУ на изготовление плунжерных пар. Недостатками способа являются резкое изменение плотности при зазорах между плунжером и втулкой $\Delta_{п. в} < 1 \div 1,5$ мкм и недостаточная чувствительность при $\Delta_{п. в} > 5 \div 6$ мкм (рис. 4.1, б, д). Время опрессовки Т существенно зависит от давления опрессовки p , вязкости жидкости ν (рис. 4.1, б—г).

Возможны и другие способы оценки плотности плунжерных пар по количеству просочившегося через зазор топлива, по продолжительности падения давления (схема испытаний аналогична приведенной на рис. 4.2). В практике применяется также метод оценки плотности по максимальному давлению, развиваемому насосной секцией на пусковом режиме ($n_n = 100$ мин⁻¹ и $V_{ц. п}$), определяемому с помощью максиметра, в качестве которого может быть использована обычная форсунка. При такой проверке у новой плунжерной пары максимальное давление, развиваемое секцией насоса при $V_{ц. п}$, должно быть не ниже 50 МПа.

Плотность пары игла — корпус распылителя оценивается временем T падения давления в системе от 19,61 до 17,65 МПа

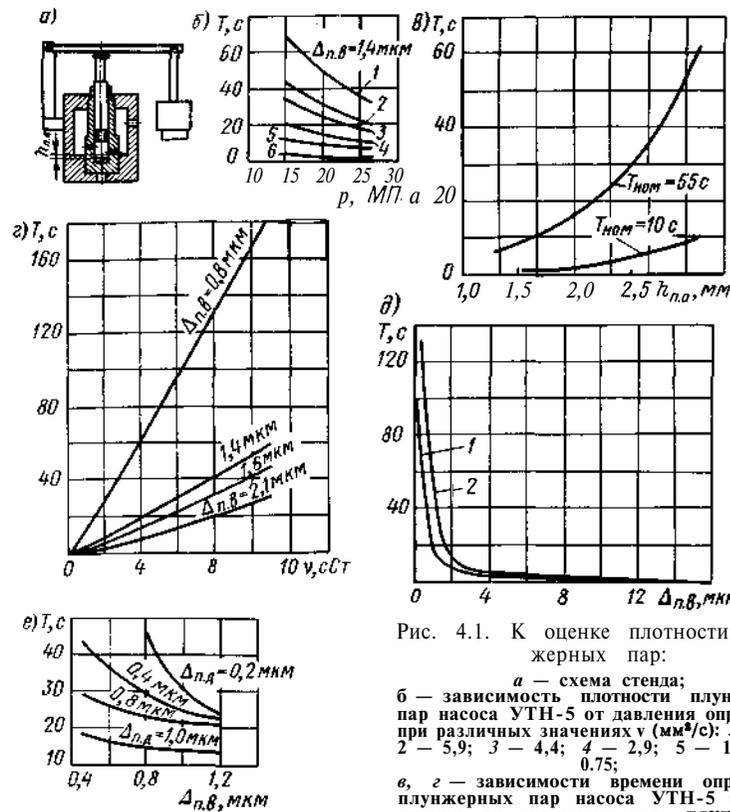


Рис. 4.1. К оценке плотности плунжерных пар:

а — схема стенда;
 б — зависимость плотности плунжерных пар насоса УТН-5 от давления опрессовки при различных значениях v (мм²/с): 1 — 9,5; 2 — 5,9; 3 — 4,4; 4 — 2,9; 5 — 1,9; 6 — 0,75;

в, г — зависимости времени опрессовки плунжерных пар насоса УТН-5 соответственно от активного хода плунжера и вязкости жидкости;

д — зависимость времени опрессовки от зазора между плунжером и втулкой: 1 — насос УТН-5; 2 — насос ЯМЗ-236;
 е — зависимость времени опрессовки плунжерной пары насоса НД21/4 от величины $\Delta_{пв}$ при различных зазорах $\Delta_{пд}$ между плунжером и дозатором

(рис. 4.2, а). Давление в системе создается поршневым насосом 1 с ручным приводом, отключаемым от форсунки 4 и аккумулятора 3 краном 2. При опрессовке (ГОСТ 25708—83) применяется смесь дизельного топлива с маслом вязкостью 9,9—10,9 мм²/с при 20 °С. Время T устанавливается ГОСТ 25708—85 в зависимости от типа распылителя (5 с и более) и зависит от зазора $\Delta_{п1}$ в распылителе, вязкости жидкости ν и объема аккумулятора $V_{ак1}$ (рис. 4.2, б—г). По изложенной методике определяется не только плотность направляющей цилиндрической части распылителя, но и герметичность по запорному конусу.

Плотность по игле распылителя может оцениваться по падению давления между отдельными впрыскиваниями при работе фор-

¹ Объем аккумулятора должен быть 65 ± 5 см³.

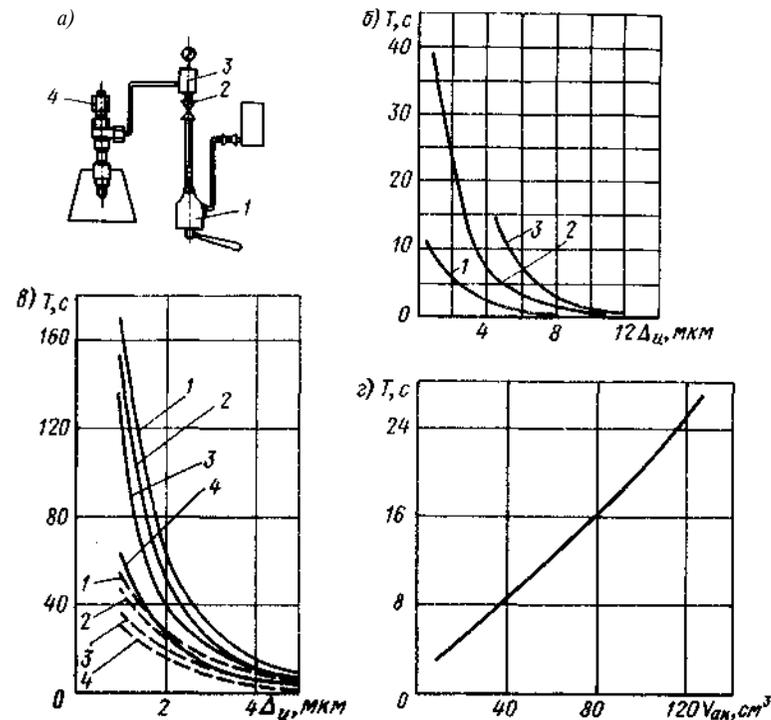


Рис. 4.2. К оценке плотности распылителей форсунок:

а — схема стенда;
 б — зависимость времени опрессовки от зазора: 1 — распылитель РШ-6×2×25; 2 — распылитель форсунки 6Т2; 3 — распылитель форсунки ЯМЗ;
 в — зависимость времени опрессовки распылителя форсунки 6Т2 (—) и распылителя РШ-6×2×25 (—) от зазора и вязкости жидкости ν (мм²/с): / — 10 л;
 2 — 8,1; 3 — 6,1; 4 — 4,2;
 е — зависимость времени опрессовки распылителя от объема аккумулятора

сунки с секциями высокого давления при малой скорости плунжера ($c_{п} = 4$ см/с). На этом принципе работает прибор 213064, разработанный ЦНИТА. Одновременно этот прибор позволяет оценить подвижность иглы.

Для опрессовки плунжерных пар ГОСНИТИ разработан прибор КП-3369 (вместо прибора КИ-759), в котором на табло выдаются значения плотности в секундах и фактического активного хода. Для проверки технического состояния стендов используют эталонные прецизионные пары.

Для ускорения процесса испытаний распылителей на плотность могут применяться установки с механическим приводом и аккумулятором топлива. Методика испытаний распылителей такая же, как и на приборе с ручной подачей топлива. Для проверки распылителей на плотность в эксплуатационных условиях могут использоваться приборы: КИ-15706 с электросекундомером

и КИ-22203М с пневмоприводом, разработанные взамен выпускаемых приборов КИ-1609А (КИ-562) и КИ-15706.

Герметичность форсунок по запирающему конусу (ГОСТ 10579—88, ГОСТ 25708—83) проверяют созданием в форсунке давления на 1—1,5 МПа меньше давления в начале впрыскивания, установленного в технических условиях на форсунку. В течение 15 с не должно быть пропуски топлива через запирающий конус при визуальном наблюдении; допускается увлажнение носика (торца) корпуса распылителя без появления капли.

В ЦНИТА разработан прибор 213065, в котором герметичность по конусу иглы оценивается по количеству воздуха, просачивающегося через уплотнение за заданный промежуток времени. Плотность по разгрузочному пояску нагнетательных клапанов на заводах при массовом их производстве определяется с помощью пневматических длинномеров (ротаметров) типа ДП. При этом нагнетательные клапаны разбираются на группы.

Герметичность клапанной пары по запорному конусу в эксплуатационных условиях может быть определена с помощью капиллярных стеклянных трубок, устанавливаемых на штуцере топливного насоса. В питающую полость насоса подается топливо под давлением (не более $0,5p_{к.п}$) от ручного насоса. Клапан считается герметичным, если мениск в стеклянной трубке неподвижен; если мениск «плавает», клапан негерметичен. Для испытания клапанов может быть использован прибор КИ-1086.

Методы определения гидравлических характеристик. Гидравлические характеристики зависят от величины проходных сечений отдельных элементов ТА (распылителя, клапанов, окон и др.), которые определяют пропускную способность этих элементов. Так как процесс топливоподачи является нестационарным, наиболее объективная оценка их может быть получена при прокачке от реального циклически действующего насоса высокого давления. Так, пропускная способность форсунки (ГОСТ 105579—88) оценивается прокачкой топлива через форсунку секцией стенового (контрольного) топливного насоса при частоте вращения и подаче топлива, установленных в технических условиях или рабочих чертежах на форсунку. Наряду с этим оценку пропускной способности форсунки и других элементов ТА можно осуществить по их гидравлическим характеристикам, снимаемым при стационарном течении, при давлении, обеспечивающем турбулентное истечение топлива. Экспериментальное определение гидравлических характеристик производится на стенде постоянного давления, позволяющем изменять давление перед исследуемым элементом и измерять расход топлива.

При неустойчивом режиме работы форсунок, например на участке *a—б* (рис. 4.3, а), $dQ/dp < 0$. При снятии характеристик применяют следующий прием. Ход иглы ограничивают упором последовательно при различных ее подъемах. При этом снимают устойчивые ветви характеристик (штриховые линии на рис. 4.3, а),

получаемые при увеличенных расходах топлива, когда игла находится на упоре. Постепенно уменьшая расход топлива, находят крайние точки характеристик, образующие на рис. 4.3 сплошную линию и соответствующие неустойчивому режиму, когда игла начинает отрываться от упора.

При проливке элемента на стенде можно определить величину, характеризующую эффективное проходное сечение,

$$\mu_f = Q/\sqrt{(2/\rho)\Delta p},$$

где Q — объемный расход топлива через испытываемое проходное сечение при перепаде давлений Δp .

Для получения достоверных данных при определении μ_f необходимо измерять давление непосредственно перед исследуемым проходным сечением и после него. Коэффициент расхода будет зависеть от давления, при котором осуществляется проливка проходного сечения топливом. При малом давлении движение топлива может носить ламинарный характер, и в этом случае

коэффициент расхода будет сильно зависеть от числа Рейнольдса Re (рис. 4.3, б). Как видно из графика, резкое изменение эффективного проходного сечения распылителя $\mu_p f_c$ наблюдается до давления 4 МПа при подъеме иглы 0,25 мм. Опытным путем установлено,

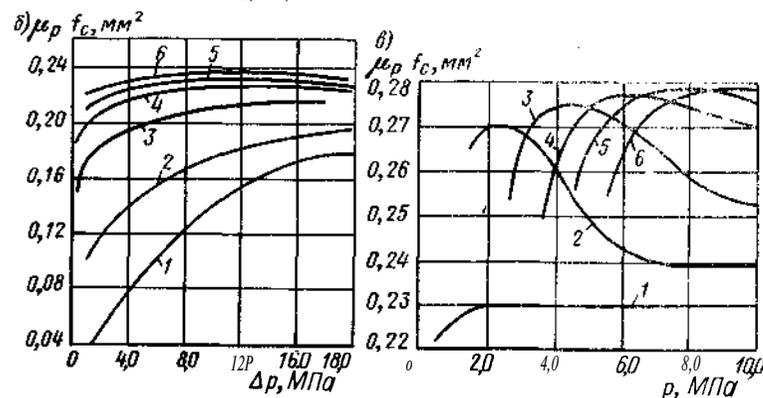
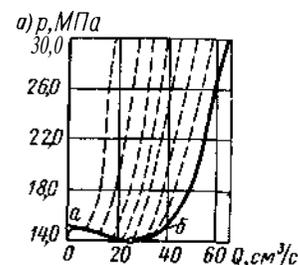


Рис. 4.3. Гидравлические характеристики распылителя:

a — построение характеристики;
б — зависимость величины $\mu_p f_c$ от перепада давлений при проливке для различных значений $h_{н.}$, мм: 1 — 0,025; 2 — 0,05; 3 — 0,1; 4 — 0,15; 5 — 0,25; 6 — 0,47;

в — зависимость величины $\mu_p f_c$ от давления проливки p ;

$h_{н.}^{max} = 0,47$ мм: 1 — истечение в атмосферу; 2—6 — истечение в область, где давление среды составляет соответственно 1; 2; 3; 4 и 5 МПа

что достаточно стабильные результаты при проливке элементов ТА топливом ($v = 3 \text{ мм}^2/\text{с}$) получаются при $Re > 1000$, причем $Re = cd/v$, где c — скорость жидкости в проливаемом сечении, см/с; d — характерный диаметр сечения, $\text{см}^2/\text{с}$.

Из распылителя топливо истекает в среду, заполненную газом, что необходимо учитывать при оценке $\mu_p f_c$ (рис. 4.3, в) [39]. Эффективное проходное сечение распылителя может быть также определено путем продавливания через сопловой аппарат распылителя определенного количества топлива, вытесненного плунжером под постоянным давлением, регламентируемым грузовым устройством. На этом принципе в ЦНИТА разработан прибор 213063.

Для определения μf могут быть применены косвенные методы, основанные на продувке элементов ТА воздухом. Хотя указанные способы позволяют получить относительную оценку величины μf и их применение возможно при наличии специальных эталонных элементов, по которым проводится настройка прибора, они получили распространение при массовом контроле деталей ТА (в основном распылителя) вследствие малой трудоемкости.

4.2. ОЦЕНКА ПРОЦЕССОВ И ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕМЕНТОВ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Оценка параметров струи распыленного топлива. Основными параметрами, оценивающими струю распыленного топлива, являются характеристики изменения от времени длины и угла раствора конуса, а также дисперсность распыливания. Наряду с известными методами [41] для оценки этих параметров начали применяться специальные оптические, в том числе голографические, методы визуализации процессов развития струи [15] при взаимодействии с потоком воздушного заряда, т. е. в условиях, приближенных к протеканию процессов в АД. В ЦНИТА для таких исследований разработана установка УИПФ-2 (рис. 4.4). Она позволяет работать с давлением газа до 5 МПа и имеет в контуре циркуляции подогреватель. Визуализация процесса развития струи осуществляется через смотровые люки, выполненные из кварцевого стекла с помощью теневого прибора ИАБ-451.

Сущность теневого метода состоит в том (рис. 4.5, а), что длиннофокусные объективы O_1 и O_2 создают в плоскости P изображение ярко освещенной щели C . В этой же плоскости установлена диафрагма N с прямолинейным острым краем (ножом Фуко), которая при перекрывании щели вызывает по всему полю равномерное ослабление яркости экрана BB . Если в поле параллельного хода лучей (плоскость S) ввести оптический неоднородный объект, имеющий в отдельных точках различный показатель преломления, это вызовет перераспределение освещенности экрана BB и на нем будет наблюдаться теневая картина неоднородности объекта.

318

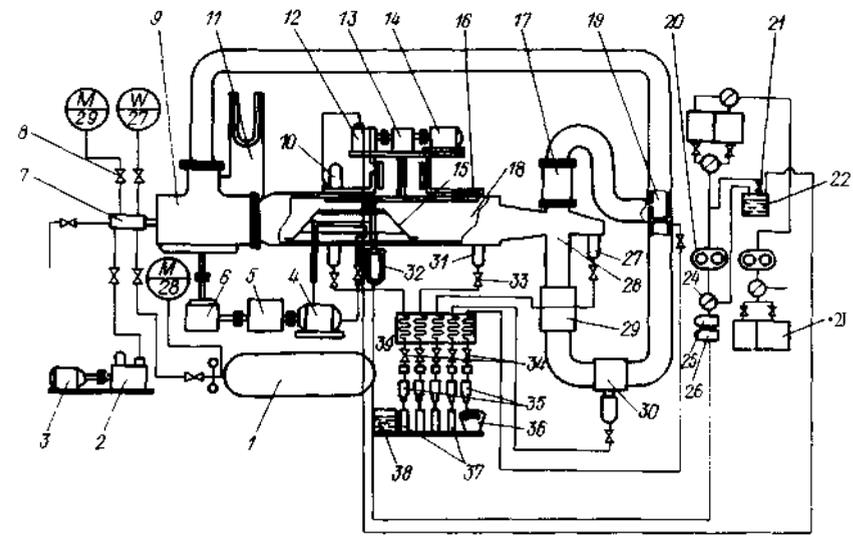


Рис. 4.4. Установка УИПФ-2 для исследования струи распыленного топлива в потоке сжатого газа:

1 — баллон; 2 — насос; 3, 4 — моторы; 5 — редуктор; 6 — угловой редуктор; 7 — воздушный редуктор; 8 — кран; 9 — нагнетатель; 10 — форсунка; 11 — дифманометр; 12 — топливный насос высокого давления; 13 — редуктор; 14 — мотор; 15 — стол; 16 — диск стробоскопа; 17 — электронагреватель; 18 — камера; 19 — заслонка; 20 — подкачивающая помпа; 21 — кран; 22 — бачок слива топлива; 23 — топливные баки; 24 — трехходовый кран; 25, 26 — фильтры; 27, 31 — отстойники; 28 — переходник; 29 — холодильник; 30 — ресивер с отстойником; 32 — трубка Питса с дифманометром; 33 — кран спусковой; 34 — краны; 35 — пеногасители; 36 — весы; 37 — мензурки; 38 — топливный бачок

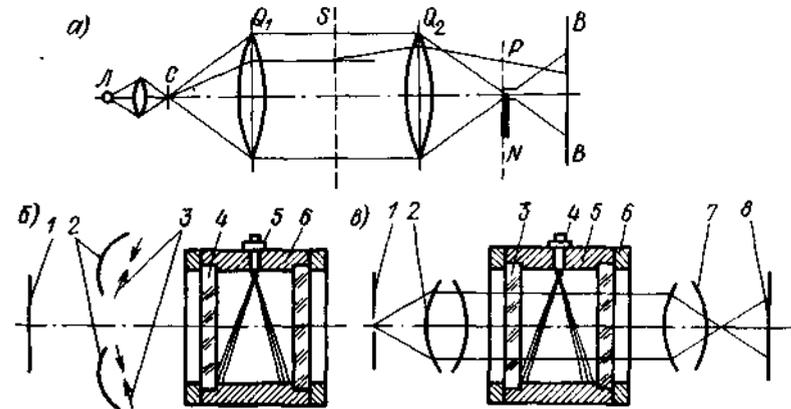


Рис. 4.5. Схемы фотографирования струи топлива:

а — теньевым способом: O_1, O_2 — длиннофокусные объективы; N — диафрагма; S — наблюдаемая неоднородность; C — освещаемая щель; BB — экран; A — источник света;
 б — в отраженном свете: 1 — фотопластинка; 2 — отражатели; 3 — искровые разрядники; 4 — кварцевое стекло; 5 — форсунка; 6 — камера;
 в — в проходящем свете: 1 — источник света; 2 — конденсатор; 3 — кварцевые стекла; 4 — форсунки; 5 — камера; 6 — крышка; 7 — объектив; в — фотопластинка

319

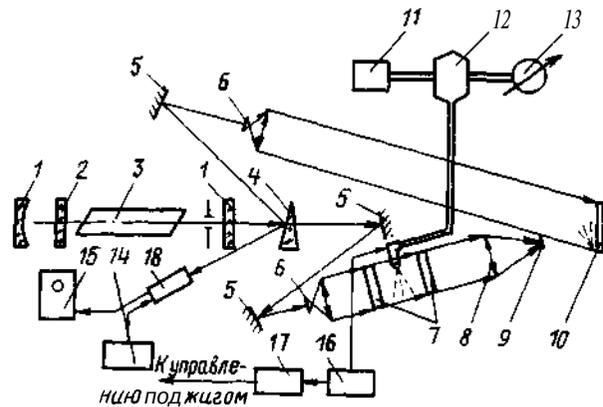


Рис. 4.6. Схема установки для записи голограмм дизельной струи:

1 — зеркала резонатора; 2 — пассивный модулятор добротности; 3 — рубиновый стержень; 4 — оптический клин; 5 — зеркала; 6 — телескопы; 7 — кварцевые окна; 8 — объектив; 9 — маска-фильтр; 10 — регистратор; 11 — насос ЯМЗ-232; 12 — емкость; 13 — манометр; 14 — блок питания ВС-23; 15 — осциллограф; 16 — прибор ЭУРТ-8; 17 — блок синхронизации; 18 — прибор ФК-19

Регистрация струи может осуществляться в отраженном свете с помощью искрового разрядника (рис. 4.5, б), используемого в качестве источника освещения, и в проходящем свете с использованием в качестве источника света импульсного рубинового лазера (Арзни-407) (рис. 4.5, в). Для фазирования момента вспышки источника света на приводном валу насоса устанавливается прерыватель, или индукционный датчик, угловое положение которого можно изменять относительно вала насоса и обеспечивать последовательное фотографирование струи в различные фазы ее развития (с интервалом $1-2^\circ$ по углу ПВН).

Большой разрешающей способностью при идентификации структуры струи обладает голографический метод. Установка

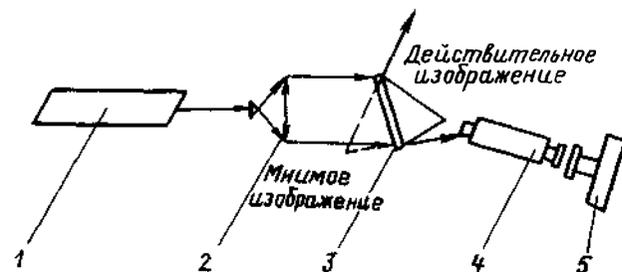


Рис. 4.7. Схема для восстановления изображения струи: 1 — лазер ЛГ-38; 2 — телескоп; 3 — голограмма; 4 — микроскоп; 5 — фотоаппарат

для снятия и восстановления голограммы струи распыленного топлива разработана в ЦНИТА на базе промышленного лазера УИГ-1М (рис. 4.6 и 4.7). Установка ЦНИТА не позволяет расшифровать детальную микроструктуру ядра струи (видимо, для этого требуется использовать более мощный коротковолновый источник излучения). Расшифровка капельной структуры оболочки струи возможна путем обработки фотографий периферийных участков, полученных с увеличением через микроскоп ($400\times$), и последующей их обработки сканирующим анализатором частиц МТА-1.

Оценка качества распыливания в серийном производстве.

Ввиду сложности и большой трудоемкости непосредственного определения качества распыливания в заводских условиях применяют косвенные методы оценки. Необходимость проверки качества распыливания топлива у каждого распылителя, изготовляемого в массовом производстве, объясняется тем, что незначительные отклонения геометрических размеров деталей приводят к ухудшению качества распыливания. Одной из основных причин ухудшения качества распыливания является зависание — потеря подвижности иглы (закрытый распылитель в этом случае работает как открытый, что приводит к плохому распыливанию топлива, особенно при низких частотах вращения и нагрузках). Подвижность иглы проверяют прокачкой топлива или технологической жидкости через форсунку, отрегулированную на заданное давление начала впрыскивания при плавном движении рычага стэнда и частоте впрыскиваний 30—40 в минуту (ГОСТ 10579—88), или на аккумуляторном стенде при повышении давления в установке на $1-2$ МПа/с (одно впрыскивание за 2 с). Впрыскивание топлива должно сопровождаться звуком, характерным для соответствующего конструктивного исполнения распылителя. Качество распыливания проверяют прокачиванием топлива или технологической жидкости через форсунку на стенде при частоте впрыскиваний 60—80 в минуту или на аккумуляторной установке при повышении давления не менее чем на 2,5 МПа/с (одно впрыскивание за 1 с). Распыленное топливо, выходящее из распылителя, должно быть при визуальном наблюдении туманообразным, без сплошных струек и легкоразличимых местных сгущений. Для штифтовых распылителей допускается видимость стержня струи топлива.

Источником характерного звукового эффекта, наблюдаемого при испытаниях распылителей, является автоколебательный процесс иглы распылителя и связанных с ней деталей (рис. 4.8) с интенсивно выраженной частотой основного тона, который возникает при определенных соотношениях между объемной скоростью подачи топлива к распылителю и его гидравлической характеристикой [53]. Условиями, обеспечивающими генерацию колебаний, является отсутствие повышенного трения или прихватов иглы в корпусе распылителя, а также отчасти герметичность рас-

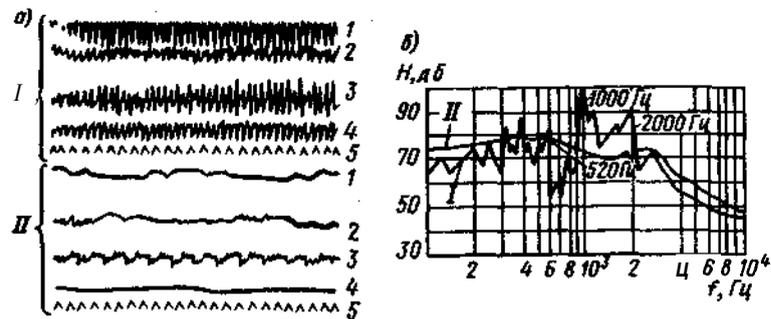


Рис. 4.8. Виброхарактеристики звонких (/) и глухих (//) распылителей:
 а — осциллограммы: 1 — перемещения иглы; 2 — колебаний звука; 3 — вибраций корпуса распылителя; 4 — изменения давления в трубопроводе; 5 — отметка времени — 500 Гц;
 б — звуковые спектры шума распылителей при испытаниях: / — частота колебаний; // — уровень звука

пылителя по конусу. Поэтому предусматриваемые ГОСТ 25708—83 испытания позволяют не столько оценить качество распыливания (глухие распылители при работе с насосом на рабочих режимах могут обеспечить аналогичное звонким распылителям качество распыливания топлива), сколько проверить подвижность иглы распылителя в собранной форсунке, что необходимо для его длительной работоспособности. Вскрытие механизмов процессов, происходящих при испытаниях распылителей по методике ГОСТ 10579—88, позволило разработать новый метод оценки подвижности иглы распылителя, исключая субъективный фактор фиксирования звукового эффекта с помощью слухового аппарата человека. Оценка подвижности иглы производится по интенсивности колебательного процесса в нагнетательном трубопроводе, измеряемой с помощью датчика и приемно-усилительной схемы (рис. 4.9) [53].

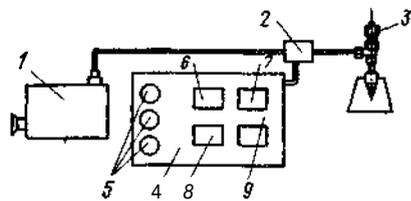


Рис. 4.9. Схема прибора для проверки подвижности иглы:
 1 — насос высокого давления; 2 — датчик давления; 3 — форсунка; 4 — электронный блок управления; 5 — индикаторные лампы; 6 — усилитель; 7 — блок детектирования; 8 — блок управления лампами; 9 — выпрямитель со стабилизатором

В ЦНИТА была разработана серия приборов ПУФ, а затем прибор 213060, в которых прокачка форсунки была осуществлена от одноплунжерного насоса, а годность форсунки оценивают по световому сигналу, срабатываемому при недостаточной интенсивности колебательного процесса.

В соответствии с ГОСТ 25708—83 должна обеспечиваться наряду с подвижностью плавность перемещения, иглы (игла, выдвинутая из корпуса

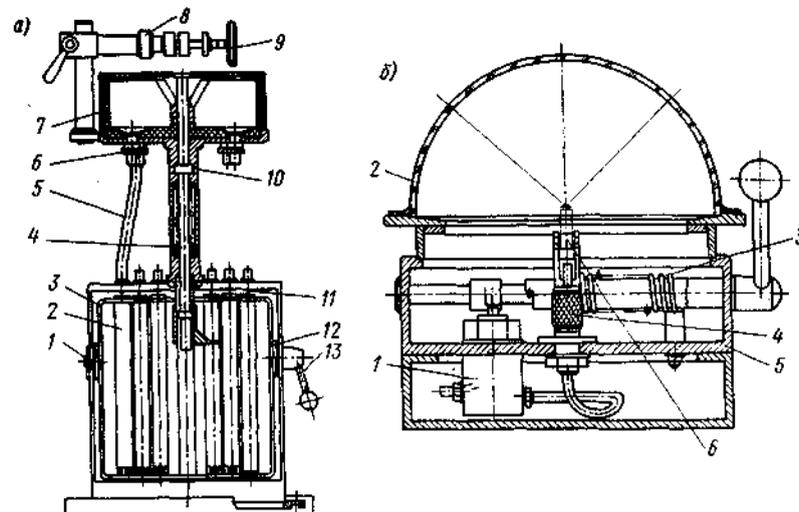


Рис. 4.10. Приспособления для проверки распылителей:

а — для определения равномерности подачи топлива через отдельные отверстия многорычатого распылителя: 1 — ось; 2 — мензурка; 3 — рамка; 4 — шток; 5 — сливная трубка; 6 — штуцер; 7 — секции; 8 — кронштейн; 9 — маховик винтового зажима; 10 — фиксатор; 11 — штуцер; 12 — фиксатор рамки; 13 — рукоятка;
 б — для определения углового положения струи: 1 — насос; 2 — колпак; 3 — возвратная пружина; 4 — зажим распылителя; 5 — корпус; 6 — распылитель

должна плавно и безостановочно опускаться под воздействием силы тяжести при наклоне оси корпуса распылителя под углом 45° к вертикали).

На качество распыливания топлива влияет герметичность по уплотняющему конусу распылителя.

Отечественной промышленностью для испытаний распылителей выпускается прибор КИ-15206 с ручным приводом, а также стенд КИ-22203М с пневматическим приводом [46]. Фирмой «Фридман и Майер» для испытания форсунок выпускается прибор АФ305А, оборудованный манометром до 40 МПа. Фирмой «Хартридж» (Hartrig, Великобритания) изготавливается прибор НН600 с ручным приводом для проверки распылителей [39], а также стенд НН1 (сопловой анализатор), имеющий пневматический привод насосной секции. Для испытания форсунок в ПНР выпускаются два прибора: PRW2 (упрощенная модель) и PRW3 (усиленная модель).

Определение равномерности подачи топлива через отдельные отверстия распылителя и углов расположения отверстий. При определении пропускной способности каждого соплового отверстия многорычатого распылителя форсунка устанавливается в кронштейне 8 (рис. 4.10, а). Мензурки для улавливания топлива из каждого отверстия установлены на поворотной рамке 3. Распределение топлива по мензуркам от сопловых отверстий осуществляется секторами 7, число которых соответствует количеству

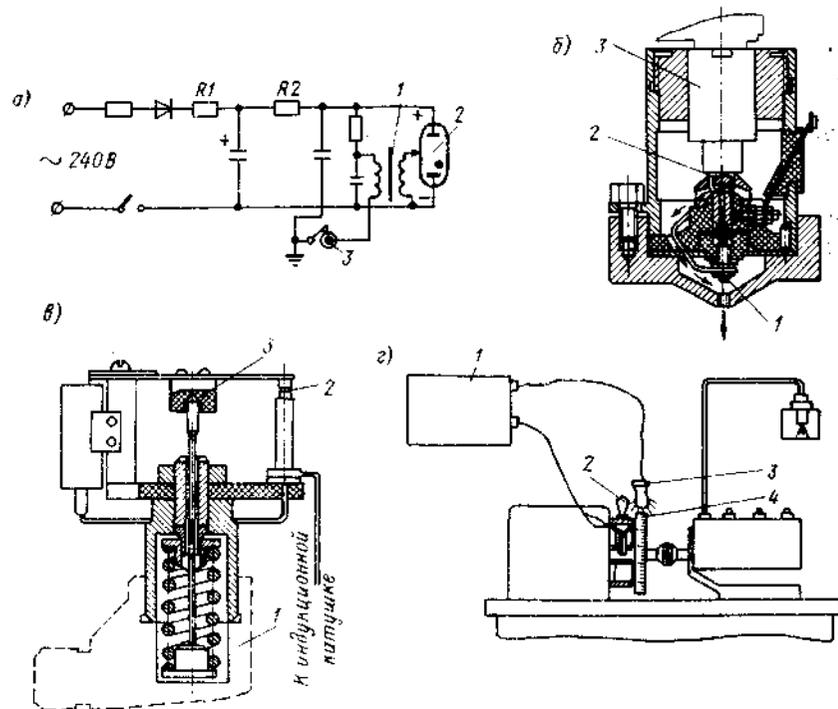


Рис. 4.11. Электронные стробоскопические устройства: *а* — схема устройства; *б* — контактный датчик, срабатывающий от струи топлива; *в* — контактный датчик, связанный с перемещением иглы форсунки; *г* — схема определения угла начала подачи топлива при помощи стробоскопического устройства с переносной неоновой лампой

сопловых отверстий распылителя. Топливо к форсунке может подаваться от топливного насоса или от аккумулятора топлива на стенде постоянного напора.

Для определения угла между сопловыми отверстиями многодырчатых распылителей (рис. 4.10, *б*) в специальное гнездо приспособления устанавливается корпус распылителя *б* и в камеру распылителя от насоса подводится топливо под давлением 0,2—0,3 МПа. Струи топлива, выходящие из сопловых отверстий, попадают на стенки прозрачного колпака 2. На поверхность колпака нанесены угловые и линейные деления, по которым оцениваются углы между струями и наклон струй

Определение момента начала подачи топлива. Наиболее простым способом является оценка угла начала подачи топлива насосом (условно ГНН) по началу движения мениска топлива в капиллярной трубке, установленной на штуцере насоса, при медленном поворачивании кулачкового вала насоса. Действительный момент начала впрыскивания через форсунку наступает

через некоторое время после ГНН. Поэтому даже при качественной регулировке углов начала подачи по мениску между секциями насоса вследствие различия в параметрах топливопроводов и форсунок может существовать повышенная неравномерность действительных углов подачи топлива.

Для определения действительных моментов начала впрыскивания топлива применяются электронные стробоскопические устройства. Устройство (рис. 4.11, *а*) состоит из импульсного трансформатора 1, газоразрядного высоковольтного осветителя 2, датчика-прерывателя 3 и схемы управления. При размыкании или замыкании прерывателя с частотой, равной или кратной частоте исследуемого процесса, включается блок, управляющий вспышками газоразрядной лампы. Если таким импульсным источником света осветить исследуемый объект (вращающийся маховик с градуированной шкалой или струю топлива, вытекающего из форсунки), то вследствие стробоскопического эффекта он будет неподвижным, зафиксированным в определенной фазе своего развития. На универсальных стендах количество датчиков обычно соответствует количеству насосных секций топливного насоса.

На рис. 4.11, *б* показан датчик, применяемый при определении угла начала впрыскивания на стенде СДТА-1. Под действием струи топлива, выходящей из распылителя 3, подвижный контакт 2 датчика, преодолевая сопротивление пружины, перемещается вниз до встречи с неподвижным контактом 1. В момент соприкосновения контактов включается электрическая схема.

Применяются также контактные датчики (рис. 4.11, *в*), действие которых связано с перемещением иглы форсунки. Сигналом для включения электрической схемы служит начало подъема иглы форсунки 1, что приводит к размыканию контактов 2 прерывателя 3. Недостатки этого датчика: недостаточная точность из-за того, что начало впрыскивания топлива отстает от момента отрыва иглы от седла, а также необходимость установки в форсунку специальной удлиненной штанги.

Наблюдение за процессом впрыскивания в различные моменты его развития осуществляется при определении угла начала подачи топлива с помощью стробоскопического устройства 1, импульсный источник света которого включается от прерывателя 2, расположенного на приводном валу стенда (рис. 4.11, *г*). Угловую фазу срабатывания прерывателя можно изменить за счет поворота контактов относительно оси приводного вала.

Методика испытания фильтров. В соответствии с ГОСТ 14146—88 основные показатели качества работы фильтров тонкой очистки топлива должны определяться на специальной установке, позволяющей осуществлять загрязнение и циркуляцию топлива через фильтры. Для загрязнения топлива применяют кварцевую пыль с удельной площадью поверхности 10 500 см²/г (ГОСТ 8002—74*). Примерный дисперсный состав кварцевой пыли:

Диаметр частиц, мкм	0—2	0—4	0—8	0—18	0—20	Св. 20
Содержание частиц	10	30	65	90	97	Остальное

Концентрация загрязнителя в топливе составляет 0,1% от массы топлива. При испытаниях определяется условная пропускная способность фильтра (средний часовой массовый расход топлива через его фильтрующие элементы при перепаде давлений в элементах 3 ± 1 кПа). Полнота отсева — отношение разности между концентрациями загрязнений топлива до и после фильтрации к концентрации загрязнения топлива до фильтра при однократном прохождении через него топлива. Тонкость отсева характеризует элемент по способности задерживать (отфильтровывать) частицы определенного размера. Тонкость отсева определяют микроскопическим методом на основании сравнения количества частиц искусственного загрязнителя в топливе до фильтрования и после него по размерным группам. Методы испытаний фильтров грубой очистки топлива регламентируются ГОСТ 14146—88.

4.3. СТЕНДЫ ДЛЯ КОМПЛЕКСНЫХ ИСПЫТАНИЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Задачи комплексных испытаний ТА и требования к стендам.

Для комплексной оценки соответствия ТА предъявляемым к ней требованиям проводятся ее испытания на специальных стендах. Эти испытания можно разбить на четыре группы. К первой относятся обкаточные, регулировочные и контрольно-сдаточные испытания, которым подвергается ТА на заключительной стадии технологического процесса на заводе-изготовителе. Вторая группа включает испытания ТА на ремонтно-технических станциях и в других организациях, занимающихся ремонтом и техническим обслуживанием ТА в процессе ее эксплуатации. К третьей группе относятся испытания по подготовке и проведению специальных исследований ТА в лабораторных условиях. Четвертая группа охватывает испытания ТА, проводимые на заводах-изготовителях с целью периодической проверки качества ее изготовления, а также приемочные испытания ТА новых и модернизированных конструкций.

При проведении этих испытаний решается ряд общих задач: определяется производительность топливной системы — в зависимости от положения регулирующего органа (рейки) топливного насоса в рабочем диапазоне изменения n_H ; проверяются и регулируются секции топливного насоса на равномерность моментов геометрического и действительного начала подачи топлива при различных скоростных и нагрузочных режимах; проверяется и регулируется равномерность подачи топлива секциями топливного насоса; определяется пропускная способность форсунок; настраивается регулятор, заблокированный с топливным насосом, а также снимаются внешняя и частичные регуляторные характе-

ристики; определяются производительность топливоподкачивающих насосов и развиваемый ими напор, а также допустимая величина разрежения.

К универсальным стендам предъявляются следующие основные требования:

1. Мощность приводного электродвигателя должна обеспечивать проведение испытаний топливных насосов с диаметром плунжера до 10—15 мм и числом секций до 12. Для испытания ТА в заводских условиях, а также на ремонтных предприятиях экономически целесообразно иметь менее универсальные стенды с числом секций и мощностью привода в соответствии с объектом испытаний. Мощность электродвигателя (кВт), необходимая для привода насоса, может быть определена по формуле [39]

$$N_H = 11 \cdot 10^{-8} \rho_{\text{в}}^{\text{ср}} V_{\text{ц}} n_{\text{ц}} i_{\text{п}}$$

2. Регулируемый диапазон частот вращения приводного вала стенда должен быть не менее 50—1500 мин⁻¹ для испытаний ТА тракторных дизелей и 15—6000 мин⁻¹ — для ТА автомобильных дизелей.

3. Привод должен обеспечивать плавное (бесступенчатое) изменение частоты вращения. В соответствии с ГОСТ 8670—82 должно обеспечиваться поддержание заданной частоты вращения кулачкового вала насоса при установившейся подаче топлива в течение 60 с с допуском $\pm 0,5\%$ при $n_H > 800$ мин⁻¹ и ± 5 мин⁻¹ при $n_H < 800$ мин⁻¹, соединительная муфта должна исключать проскальзывания и угловой зазор между приводным и кулачковым валом, компенсировать допустимые при установке насоса несоосность (до 30') и непараллельность (до $\pm 0,05$ мм) соединяемых валов.

4. Стенд должен быть оборудован автоматической или полуавтоматической системой для измерения производительности секций насоса с суммарной погрешностью не более 1%. Тахометр должен обеспечивать измерение частоты вращения с погрешностью до ± 5 мин⁻¹ (ГОСТ 8670—82).

5. Стенд должен быть оборудован прибором для определения момента действительного начала подачи топлива или устройством для проверки различия углов начала нагнетания топлива с погрешностью не более $\pm 20'$, двухступенчатой системой фильтрации топлива, устройством для автоматического поддержания постоянной температуры топлива на входе в насос (с точностью ± 5 °С), а также автономной подкачивающей помпой. Погрешность приборов для измерения температуры и давления топлива должна быть до 2,5%. Желательно, чтобы на стенде можно было испытывать топливные насосы с короткими топливопроводами (длиной 300—500 мм), а также топливоподкачивающие насосы поршневого и шестеренного типов и фильтры.

Основные показатели работы насоса (n_H , $V_{\text{ц}}$, G_T), интервалы между чередованием углов начала нагнетания и др. должны вы-

Т а б л и ц а 4.2. Основные параметры стенов фирмы «Р. Босл»

Модель стенов	Мощность, кВт	Объем мерных насосов, см³	Код чистоты секций	Частота вращения, мин⁻¹	Максимальная скорость вращения, мин⁻¹		Момент инерции маховика, Н·м²	Масса, кг
					d_0	s_0		
ΣFS 175A 41	5,5 *1 5,5 *2	45; 10	8; 1	0—1500; 0—4000	11,5; 20	12; 20	12	7
EFEP 0A	5,5 *1 5,5 *2	45; 10	12; 8; 1	0—1500; 0—4000	9; 11,5; 20	8; 12; 0	12	730
EFEP 5A	11 *1 10 *2	45; 20	12; 8; 1	0—1500; 0—4000	15; 22	10; 12; 0	15	800
EFES 0	16 *1 1 *2	45; 20	2; 10; 1	0—1250; 0—4200	15; 18; 22	12; 20; 20	16	900

*1 М.И.Д. от 0,5 до 1,2 г/с; *2 М.И.Д. от 10 до 20 г/с.

Т а б л и ц а 4.3. Основные параметры стенов фирмы «Моторпал»

Модель стенов	Мощность привода, кВт	Частота вращения приводного вала, мин⁻¹	Габаритные размеры, мм
NC108	5,5	0—3000	1600×845×1830
NC110	11,0	50—1450	1600×845×1830
NC128	7,5	50—1450	1575×845×1920
NC129	12,5	50—1450	1730×845×2020

Характеристики стенов фирмы «Хартридж» представлены в табл. 4.4. Модели 2500 и 3000 могут оснащаться дисплеем VDM с точностью отсчета показаний по $V_{ц} = 0,1 \text{ мм}^3$, момент инерции маховика у модели 2500—4,5 Н·м².

Фирма «Бакар» (Bakar, США) выпускает стенов для испытаний насосов более 25 лет. Последние модели имеют мощность привода 7,5; 11 и 15 кВт (модель 8020 с $V_{ц}$ до 400 мм³). Стенов укомплектованы маховиком на приводном валу и дисплеем для выдачи показаний производительности секции. Частота вращения приводного вала 50—5000 мин⁻¹. На стенов могут испытываться рядные многоплунжерные насосы и насосы распределительного типа.

Отдельные устройства универсальных стенов могут проверяться типовыми метрологическими средствами. Комплексная аттестация стенов осуществляется на основе применения системы эталонирования (ОСТ 23.1-362—73), в соответствии с которой создаются контрольные эталонные комплекты ТА, состоящие из эталонных насоса высокого давления, комплекта форсунок и нагнетательных трубопроводов, которые являются комплексным метрологическим средством проверки стенов на точность измерения основного показателя.

Скоростные характеристики топливоподачи на стенов снимаются в диапазоне (0,5÷1,2) г/с через 100 мин⁻¹. При снятии регуляторных характеристик точки снимаются через 10 мин⁻¹ в диапазоне изменения частоты вращения от значения, соответствующего полному выключению подачи, до значения, соответствующего выходу на внешнюю характеристику, или, если точки не выходят на внешнюю характеристику, — до значения, когда устанавливается максимальная подача топлива.

Для каждой характеристики должно быть получено не менее восьми точек. В области максимальных значений и резких изменений показателей интервалы между опытными точками следует уменьшить.

Стенов для ускоренных испытаний ТА на надежность и долговечность. Непрерывно увеличивающийся моторесурс ТА (8000—12 000 ч и более) существенно удлиняет сроки оценки надежности и долговечности ТА по результатам ее эксплуатационных испы-

Цель испытания	Мощность привода, кВт	Тип привода	Частота вращения, мин ⁻¹	Характеристика испытательного устройства	Параметр и (или) ту же же насоса
560	8,75	Бесступенчатая механическая передача	80—870	Градуированные мехузки, объем 0—10 и 8—26 см ³	До 8 секунд
875	7,5	То же	0—420	Градуированные мехузки, объем 0—30 и 0—135 см ³	То же
1100	7,5	*	0—420	Градуированные мехузки, объем 0—30 и 0—135 см ³	До 12 секунд
1160	11,0	*	0—400	Градуированные мехузки, объем 0—30 и 0—135 см ³	То же
2500	7,5	Электромотор с редуктором	50—400	Градуированные мехузки, объем 0—30 и 0—135 см ³	*
3500	7,5	Электромотор с редуктором	30—200 (до 400) (до 200) (до 400) (до 200)	Градуированные мехузки, объем 0—30 и 0—135 см ³	До 8 секунд
8000	2,5	*	200	Градуированные мехузки, объем 0—30 и 0—135 см ³	До 12 секунд
3500*	—	—	—	Градуированные мехузки, объем 0—30 и 0—135 см ³	До 8 секунд (V _ц до 5000)

* Испытательный привод с частотой вращения 0—400 мин⁻¹

таний Поэтому разработаны ускоренные методы испытаний ТА на надежность и долговечность, которые проводятся с целью прогнозирования технического моторесурса изделия, для определения качества серийно выпускаемой продукции, а также для оценки долговечности отдельных узлов и деталей в процессе доводки новых конструкций ТА. Создание методов ускоренных испытаний отдельных узлов и деталей ТА, надежно моделирующих во времени отказы ТА в эксплуатации, является сложной проблемой не нашей еще окончательного решения. Согласно ГОСТ 23 1364—81 интенсификация испытаний достигается за счет добавления в топливо, питающее насосные секции абразивного материала (с удельной площадью поверхности 10 500 см²/г) в количестве 12,5 г на 1 т топлива и заливки в корпус насоса топлива с абразивным материалом (с удельной площадью поверхности 5600 см²/г) в количестве 2 г на 1 л, за счет сообщения изделию вертикальных вибраций (с ускорениями до 10 м/с и частотой 50 Гц), а также за счет интенсификации неустановившихся режимов изменением вращения (мин⁻¹) приводного вала в интервале $n_{max} = [n_{н.н} - (30 \div 50)(n_{min} 2/3n_{н.н})]$. Существующая методика требует уточнения при использовании для насосов с централизованной смазочной системой.

Для ускоренных испытаний ЦНИТА разработан стэнд со следующими основными техническими характеристиками: числом одновременно испытываемых насосов 1-2; расстоянием от оси привода до стола 110 мм; предельным числом секций или штуцеров у испытываемых насосов 12; предельными габаритными размерами насосов 850×250×400 мм; V_ц = 250 мм³; массой насоса до 35 кг; частотой вращения приводного вала 650—3000 мин⁻¹, крутильными колебаниями вала насоса 2,5—3,5 кол./об; мощностью приводного электродвигателя 2×4,5 кВт; габаритными размерами стэнда 1800×850×1700 мм; массой стэнда - 1500 кг.

Могут проводиться комплексные испытания всего изделия или его отдельных узлов, например плунжерной пары, насосной секции, регулятора и др., для чего используются частные методики. Метод позволяет сократить время испытаний насоса в 100 раз. В процессе испытаний через каждые 10 ч работы с контрольного комплекта форсунок снимаются регуляторные, а также скоростные характеристики при жестко закрепленном органе, управляющем подачей топлива (рейкой насоса, дозатором). По падению V_ц на пусковой частоте вращения n_{н.н.} = 100 мин⁻¹ судят об интенсивности износа прецизионных деталей. Если в процессе испытаний на номинальном режиме V_ц изменяется более чем на а/о, то производится подрегулировка насоса до восстановления первоначальных показателей.

Моторесурс насоса при ускоренных испытаниях на стэнде определяется продолжительностью периода испытания без отказов второй группы (поломок или других дефектов, которые не устраняются без замены деталей). В течение этого периода вели-

чина $V_{ц.п}$ не должна изменяться в такой степени, что ее нельзя восстановить подрегулировками до величины $1,2V_{ц.п}$, должно обеспечиваться выключение подачи топлива (подрегулировкой насоса). Неравномерность чередования углов не должна изменяться более чем на $\pm 2^\circ$, а неравномерность подачи топлива должна составлять не более 8%.

Разработка методики ускоренных испытаний форсунок в настоящее время еще не завершена. Интенсификация их испытаний может быть достигнута за счет повышения цикличности впрыскивания, увеличения затяжки пружины форсунки и некоторого добавления абразивов в топливо. Хотя известны факторы, способствующие интенсивному коксованию распылителей, ввиду сложности процессов, сопутствующих коксованию, методика ускоренных испытаний на коксование также еще окончательно не отработана. Для каждого дизеля следует подбирать режимы испытаний, при которых температура носика распылителей будет наибольшей.

4.4. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И ДИАГНОСТИКА ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Техническое обслуживание. Общие требования к техническому обслуживанию ТА изложены в ГОСТ 20793—86. Предусмотрены следующие виды обслуживания: при эксплуатационной обкатке и по 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-ОЗе); техническое обслуживание перед началом сезона и в особых условиях. Для тракторов ТО-1 выполняется после 60 ч, ТО-2 — после 240 мото- и ТО-3 — после 960 мото-наработки, ЕТО проводится через 10 ч работы. Для вновь разрабатываемых машин ТО-1 должно проводиться через 125 мото-ч, ТО-2 — через 500 ч, ТО-3 — через 1000 ч наработки. Перечень операций по видам технического обслуживания конкретных марок тракторов, машин и ТА разрабатывается с учетом конструктивных особенностей и условий эксплуатации. Включение в ТО-3 проверки и при необходимости регулировки форсунок на давление начала впрыскивания и качество распыла топлива, а также топливного насоса предусматривает ГОСТ 20793—86. Кроме того, проверяются контрольные приборы, отсутствие течей, уровни масла и топлива, заменяются фильтрующие элементы фильтров тонкой очистки [3, 12]. Техническое обслуживание при хранении следует выполнять в соответствии с ГОСТ 7751—85.

Диагностика. Общие технические требования и правила диагностирования регламентируются ГОСТ 24925—81 и ГОСТ 20793—86. Правила обеспечения контролепригодности в части их приспособленности к диагностированию регламентируются

ГОСТ 26656—85. Приспособляемость к диагностированию оценивают средней оперативной трудоемкостью диагностирования, а также коэффициентом безразборного **диагностирования**. 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.

Диагностирование тракторов (самоходной машины), включая диагностирование ТА, осуществляется обычно одновременно с техобслуживанием, и его задачей является определить готовность машины к выполнению работ до очередного ТО. В соответствии с ГОСТ 20793—86 диагностирование ТА осуществляется в период проведения каждого ТО-3 и предусматривает определение работоспособности всережимного регулятора (по неравномерности частоты вращения коленчатого вала), давления, развиваемого подкачивающим насосом, давления перед фильтрами тонкой очистки топлива. Одновременно оцениваются эффективная мощность, общий и удельный расход топлива, на который также влияет работа ТА. Полный перечень диагностических работ, выполняемых в процессе ТО, должен быть включен в перечень работ технического обслуживания конкретной модели машины и ТА [3].

4.5. ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ

Методы исследования процесса топливоподачи. Особенности процесса топливоподачи в АТД являются ее большая цикличность (до 15—40 Гц), малая продолжительность (0,001—0,003 с) и высокие скорости изменения параметров. При исследовании ТА измеряют давления до 0,5 МПа в линии низкого и до 200 МПа в линии высокого давления, а также перемещения (0,2—5,0 мм) деталей (иглы форсунки или нагнетательного клапана). Требуется регистрация не только переменной, но и постоянной составляющей процесса, например изменения давления в нагнетательном трубопроводе в период впрыскивания и остаточного давления между циклами. Объем каналов и полостей в элементах ТА на линии высокого давления мал, массы подвижных деталей незначительны. Во избежание искажений необходимо, чтобы измерительные приборы не изменяли заметно эти и другие показатели протекания процесса.

Для исследования ТА широкое распространение получили электрические методы измерений неэлектрических величин. Применяемая аппаратура состоит из трех основных элементов: датчиков (преобразователей механического параметра в электрическую величину), в основном пьезокварцевых, пьезометрических, индуктивных и фотоэлектрических, усилителя и регистрирующего прибора — осциллографа. В комплект измерительной аппаратуры обычно входят вспомогательные устройства: блоки **питания**,

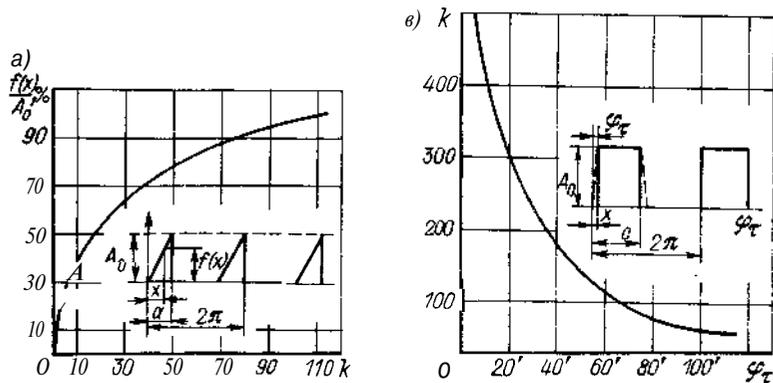


Рис. 4.12. Расчетные зависимости амплитуды треугольного импульса от порядка учитываемой гармоники (а) и времени нарастания от порядка учитываемой гармоники (б)

стабилизаторы напряжений, соединительные кабели, тарифовочные приспособления, а также в наиболее современную аппаратуру программные блоки и устройства вывода и отображения информации.

Аппаратура для исследования процесса топливоподачи. Аппаратура должна обеспечивать одновременную регистрацию не менее трех—пяти взаимосвязанных процессов с нанесением отметок угла поворота или времени; осциллограммы воспроизводимых процессов должны иметь размеры, удобные для обработки; зависимость между параметром и выходным сигналом должна быть линейной во всем диапазоне измерений. Желательно оснащение аппаратуры программными микропроцессорами, позволяющими автоматизировать обработку получаемых результатов.

Аппаратура должна быть надежно защищена от внешних помех, не чувствительна к вибрациям, к изменению температуры окружающей среды, а также к влиянию электростатических и магнитных полей; должна обеспечиваться стабильная длительная ее работа в течение 7—10 ч без выключения.

Регистрация процессов должна осуществляться с требуемой точностью как по амплитудным значениям измеряемых величин, так и по скорости нарастания фронта процесса. Точность регистрации процесса определяется амплитудно-частотными характеристиками всего измерительного тракта (зависимостью коэффициента трансформации сигнала от частоты). Полоса частот, которая может быть пропущена прибором с допустимыми искажениями, определяет верхний рабочий предел частот прибора. Очевидно, что чем выше необходимый спектр частот для описания исследуемого процесса с допустимыми искажениями, тем выше должен быть этот предел. Представление о необходимом спектре частот, описывающих процессы в ТА с заданной точностью, можно полу-

Таблица 4.5. Необходимый спектр частот (Гц) в зависимости от погрешности определения амплитуды

Частота вращения кулачкового вала насоса, мин ⁻¹	Погрешность определения амплитуды, %		
	1	3	5
500	900	850	720
1000	1800	1700	1440
2000	3600	3400	2880
3000	5400	5100	4320

Таблица 4.6. Необходимый спектр частот (Гц) в зависимости от времени нарастания

Частота вращения кулачкового вала насоса, мин ⁻¹	Отношение времени нарастания к длительности основного процесса, %			
	1	2	3	4
500	3 600	2 600	2 000	1600
1000	7 200	5 200	4 000	3200
2000	14 400	10 400	8 000	6400
3000	21 600	15 600	12 000	9600

чить на основании анализа треугольного и прямоугольного импульсов, форма которых близка к осциллограммам процессов, исследуемых в ТА (например, к кривой подъема иглы форсунки или кривой давления впрыскивания топлива). Пределы необходимого спектра можно установить на примере анализа треугольного импульса (рис. 4.12, а), описываемого функцией в виде ряда (табл. 4.5, $\varphi_B = 15^\circ$)

$$f_x = A_0 \left\{ a/(4\pi) + [1/(k\pi)] \sum_{k=1}^{\lambda=\infty} [(\sin ka - (1 - \cos ka)/(ak)] \cos kx + [-\cos ka + (\sin ka)/(ak)] \sin kx \right\},$$

где k — порядок учитываемой гармоники.

С уменьшением длительности процесса при той же частоте вращения вала насоса необходимый спектр частот будет увеличиваться.

При регистрации процессов с крутыми фронтами нарастания необходимый спектр можно определять по величине фазового сдвига φ_τ (рис. 4.12, б) на основании выражения для внешнего сигнала при прямоугольной форме импульса

$$f_x = A_0 \left\{ [a/(2\pi)] + [1/(k\pi)] \sum_{k=1}^{\lambda=\infty} \sin ka \cos kx + (1 - \cos ka) \sin kx \right\}.$$

С уменьшением длительности увеличивается «скважность» процесса, а следовательно, необходимый спектр частот (табл. 4.6).

Принимая допустимую величину запаздывания нарастания импульса равной 2%, для процессов топливоподачи АТД можно принять за верхнюю границу необходимого спектра частоту порядка 5000—10 000 Гц. У приборов, предназначенных для регистрации процессов в ТА, верхний предел пропускаемых частот должен быть выше необходимого спектра, так как при этом условии будут обеспечены указанные пределы погрешностей.

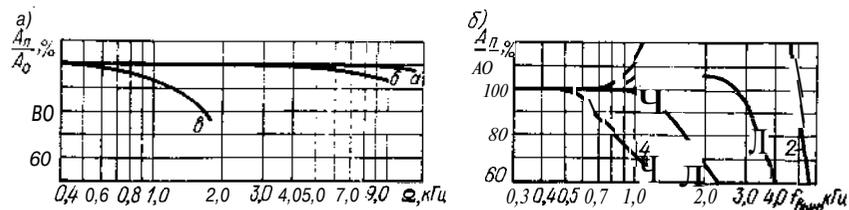


Рис. 4.13. Частотные характеристики усилителей (а):

1 — постоянного тока для пьезокварцевых индикаторов; 2, 3 — тензометрических с несущей частотой соответственно 50 и 5 кГц и шлейфов (б); 1 — 2 — шлейфы Н-135-2, степень успокоения соответственно 60 и 15%; 3, 4 — шлейфы МОВ2-1, степень успокоения соответственно 60 и 100%

Применяются в основном два типа усилителей: постоянного тока с электрометрическим входом, предназначенный для работы с пьезокварцевыми датчиками, и с несущей частотой, предназначенный для работы с тензометрическими, индуктивными и фотоэлектрическими датчиками. Выходная мощность усилителя должна быть достаточной для нормальной работы регистрирующего прибора. Погрешность, вносимая усилителем, не должна превышать 0,3—0,5%, для чего входной A_0 и выходной A_n сигналы должны иметь постоянный коэффициент пропорциональности в широком диапазоне частот, т. е. частотная характеристика усилителя (рис. 4.13, а) должна быть линейной.

Зависимость отношения A_0/A_n от частоты характеризует рабочий диапазон частот усилителя. Он может быть определен опытным путем [49]. У усилителя постоянного тока линейная (в пределах 1%) зависимость сохраняется в диапазоне частот 0—10 кГц. Такой рабочий диапазон частот обычен для усилителей пьезоэлектрических индикаторов, рассчитанных на работу с низкоомным регистрирующим прибором (шлейфом), рабочий диапазон частот которых обычно не превышает 3 кГц, максимальная сила тока на выходе до 100—200 мА.

Рабочий диапазон частот усилителей напряжения, рассчитанных на работу с электронно-лучевым осциллографом, может достигать 60—100 кГц. Для усилителей с несущей частотой рабочий диапазон частот можно принять равным $1/6$ — $1/10$ несущей частоты. При этом погрешность в воспроизведении модулированного сигнала находится в пределах 2—6%. При исследовании процессов топливоподачи следует использовать усилители с несущей частотой не ниже 25 кГц. В том случае, если усилитель рассчитан на работу с электронно-лучевым осциллографом, имеющим более высокий диапазон рабочих частот, чем шлейфный осциллограф, целесообразно, чтобы несущая частота усилителя составляла 50—100 кГц.

Отечественной промышленностью пьезоэлектрические усилители серийно не выпускаются. Тензометрическая усилительная аппаратура, работающая на несущей частоте, выпускается оте-

чественной промышленностью в виде многоканальных усилителей (табл. 4.7).

Для исследований процесса топливоподачи в АТД могут применяться осциллографы, обеспечивающие запись процессов на кинолентку шириной 36 мм. Полученные фотонегативы после 5—10-кратного увеличения легко поддаются обработке. Применение бумаги для записи связано с реализацией больших скоростей протяжки, лимитируется чувствительностью фотоматериала, и ввиду скважности процессов в ТА получаемый экспериментальный материал весьма громоздок при хранении. Основные характеристики отечественных шлейфных осциллографов и шлейфов завода «Вибратор», которые могут быть использованы для исследований ТА, представлены в табл. 4.8, а параметры гальванометров — в табл. 4.9.

Чувствительность шлейфа оценивается величиной отклонения луча (мм) на длине в 1 м при изменении проходящего через шлейф тока. Способность шлейфа воспроизводить без искажений изменения протекающего через него тока зависит от частоты собственных колебаний в воздухе подвижной системы шлейфа и степени его успокоения. Увеличение частоты собственных колебаний шлейфа снижает его чувствительность. Инерционную погрешность шлейфа

Таблица 4.7. Параметры тензометрических усилителей

Тип усилителя	УКЭС каналов	Несущая частота, кГц	Рабочий диапазон частот, МГц	Максимальная сила тока на выходе, мА
ИТУ-6	6	35	0—5,0	120
УТС1-ВТ-12/35	12	35	0—5,0	120
ЛТК-3	2; 3; 4	50—75	0—0,10	100—150

Таблица 4.8. Параметры шлейфных осциллографов

Параметр	Модель осциллографа	
	К 121	Н117/1
Фотоматериал	Фотолента шириной 36; 60; 100; 120 мм	
Емкость кассеты, м	25	
Источник освещения	Ртутная лампа ДРШ 100-2; лампа накаливания ОП 6,8-11,5; лампа накаливания ОП7-0,5	
Число каналов	18	
Скорость движения фотоленты, мм	0,5—10 000	
Масса, кг	ПО	33 + 17 *
Габаритные размеры	810×1100×510	528×280×313; 205×265×39 *

* Блок питания.

Т а б л и ц а 4.9. Параметры гальванометров

Параметр	М014-7000	М014-10000	М1007-5000	М1007-10000
Рабочая частота, Гц	0—5000	0—7000	0—2500	0—5000
Чувствительность, мм/мА	0,21	0,18	1,9	0,48
Максимальный ток, мА	80	80	15	20

можно уменьшить за счет его успокоения путем погружения в масло. Степень успокоения влияет также на рабочий диапазон частот шлейфа (рис. 4.13, б).

В последнее время получают все большее распространение электронно-лучевые осциллографы, основным достоинством которых является малая инерционность. Запуск генератора развертки осциллографа может осуществляться двумя способами: сигналом исследуемого процесса и внешним сигналом, что обеспечивает на экране неподвижность исследуемого процесса. Второй способ запуска генератора требует установки на валу насоса или стэнда специального электроконтактного датчика. Для регистрации процесса применяются фотоприставки, состоящие из тубуса и закрепленного на нем малоформатного фотоаппарата, обычно зеркального типа. В СССР выпускается ряд осциллографов, которые могут быть рекомендованы для исследования ТА. Электронно-лучевой осциллограф С1-4 (ЭЛО-1) имеет однолучевую трубку диаметром 135 мм. Он предназначен для исследования импульсных процессов длительностью от 50 мкс до 10 с и имеет два вида разверток — непрерывную и ждущую. Длительность ждущей развертки регулируется ступенчато от 100 мкс до 10 с. Синхронизация может осуществляться как исследуемым импульсом, так и специальным сигналом. Длительность исследуемых процессов может быть определена при помощи калибровочных отметок времени. Можно использовать осциллограф как с пьезоэлектрическим, так и с тензометрическими усилителями при наличии у последних фильтра несущей частоты. Полоса пропускаемых частот не ниже 10^6 Гц.

Электронно-лучевой осциллограф С1-69 снабжен двухлучевой трубкой и предназначен для одновременного наблюдения двух синхронных электрических процессов — непрерывного и импульсного. Развертка для обеих лучей общая — с внутренним и внешним запуском. Длительность развертки изменяется ступенчато. Длительность исследуемых процессов может быть определена при помощи калибровочных отметок времени. Полоса частот, пропускаемых вертикальным усилением, составляет $5 \cdot 10^6$ Гц.

За рубежом выпускаются специальные индикаторы с электронно-лучевыми осциллографами для исследований процессов в ДВС,

в том числе и процессов топливоподачи. Они оснащаются микропроцессорными устройствами, позволяющими обрабатывать информацию, представлять ее на дисплее или подавать ее на графопостроители для получения графиков на бумажных носителях. Фирма АВЛ (Австрия) выпускает управляемые микропроцессором измерительные системы (цифровые анализаторы 652 и 653) для быстрой регистрации динамических процессов (давлений, перемещений, температуры и др.) в двигателях. Измерительная система состоит из датчиков (для измерения давлений — пьезокварцевых, перемещений — индуктивных) оптического маркировочного устройства угла поворота вала, устройства сбора данных о 8 (16) процессах, микропроцессоров памяти, графического экранного терминала (дисплея), печатающих устройств. Имеется интерфейс для подключения к внешнему процессору. Анализатор ведет обработку информации согласно 10 жестким программам (определяет скорость процессов, средние значения по 16—256 циклам и др.), позволяют осуществлять диалог. Анализатор оснащен внешней памятью на гибких микродисках (3,5 дюйма) объемом 710 Кбайт, что позволяет запоминать и осуществлять повторное считывание информации. Анализатор 652 имеет габаритные размеры 550x605x600 мм, массу 95 кг, потребляемую мощность 0,45 кВт. Анализатор 653 имеет габаритные размеры 600x1300x600 мм, массу 145 кг, потребляемая мощность 0,5 кВт. Амплитудная разрешающая способность по идентификации измеряемых параметров 12 бит, пропускная способность 500 кГц.

Частота собственных колебаний датчика должна быть в три-четыре раза выше необходимого спектра частот исследуемого процесса, что обеспечивает относительную ошибку в воспроизведении амплитуд гармоник процесса 8—10%. Относительное изменение амплитуд b при прохождении сигнала через датчик в зависимости от отношения q частот собственных и вынужденных колебаний датчика определялось из выражения

$$q = \sqrt{1 + (1/8)}.$$

Частота собственных колебаний применяемых пьезокварцевых датчиков составляет обычно не менее 50 кГц [30].

Пьезокварцевые датчики (рис. 4.14, а) для исследований процесса топливоподачи отечественной промышленностью серийно не выпускаются (небольшие партии датчиков для собственных нужд изготавливаются ЦНИТА, ЦНИДИ, НАТИ и др.).

Зарубежными фирмами выпускаются пьезокварцевые датчики в широкой номенклатуре. Фирма АВЛ для измерения давлений в нагнетательном такте выпускает датчики 5QP2002 (диапазон давлений до 600 бар, чувствительность 6,2 пК/бар, собственная частота 180 кГц), а также датчики 5QP6002 (диапазон давлений до 1400 бар, чувствительность 2,3 пК/бар, собственная частота 220 кГц). Длина датчиков 38,3 мм, установочная резьба $M10 \times 1$,

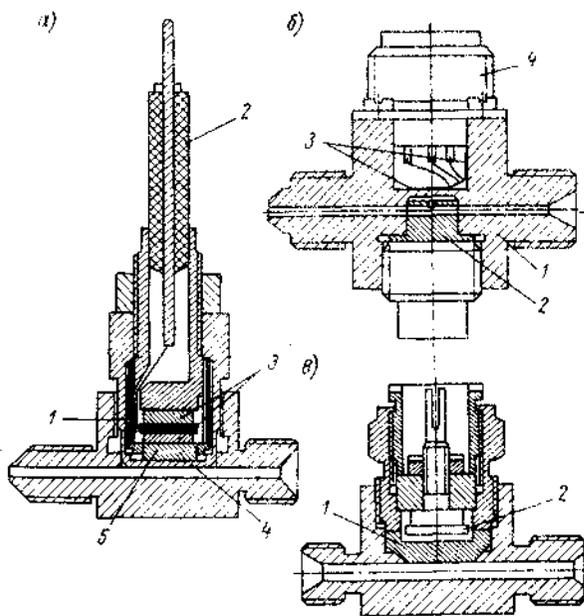


Рис. 4.14. Датчики давления:

а — пьезокварцевый; 1 — сильфон; 2 — изолятор; 3 — кварцевые пластины; 4 — мембрана; 5 — опорный диск; б — тензометрический; 1 — корпус; 2 — вытеснитель; 3 — тензопреобразователь; 4 — штепсельный разъем; в — емкостный; 1 — мембрана; 2 — неподвижная пластина

Для регистрации перемещения деталей используются тензометрический, индуктивный и фотоэлектрический датчики. Предпочтительнее датчики бесконтактного типа. Для датчиков с упругим элементом полоса пропускаемых частот определяется частотой собственных колебаний упругого элемента, для датчиков индуктивного типа — несущей частотой, для фотоэлектрического датчика — частотной характеристикой фотоэлемента.

Для регистрации перемещения деталей используются тензометрический, индуктивный и фотоэлектрический датчики. Предпочтительнее датчики бесконтактного типа. Для датчиков с упругим элементом полоса пропускаемых частот определяется частотой собственных колебаний упругого элемента, для датчиков индуктивного типа — несущей частотой, для фотоэлектрического датчика — частотной характеристикой фотоэлемента.

На рис. 4.15, а показана схема индуктивного датчика подъема иглы форсунки (ЦНИТА). Датчик рассчитан на работу с тензометрическими усилителями на несущей частоте 15—35 кГц. Он имеет две катушки: балансирующую 1 и рабочую 2, выполненные отдельно, причем рабочая катушка максимально приближена к штанге 3, что позволило уменьшить длину и вес стержня.

Фотоэлектрический датчик подъема иглы форсунки (ЦНИТА, рис. 4.15, б) предназначен для работы с усилителем постоянного тока. В датчике использован фотоэлемент вакуумного типа.

диапазон рабочих температур до 200 °С, масса 13,5 г. Датчики работают с усилителями фирмы АВЛ типов 3059 и 3056.

У тензометрических датчиков давления чувствительным элементом чаще всего является мембрана с наклеенным на ней проволоочным преобразователем. Тензометрический датчик высокого давления, разработанный в ЦНИТА (рис. 4.14, б) предназначен для измерения давления до 150 МПа в нагнетательном трубопроводе. Плоская мембрана диаметром 10 мм, толщиной 1—3,5 мм выполнена как одно целое с корпусом датчика. При толщине мембраны 0,7 и диаметре 10 мм датчик может быть использован для измерения

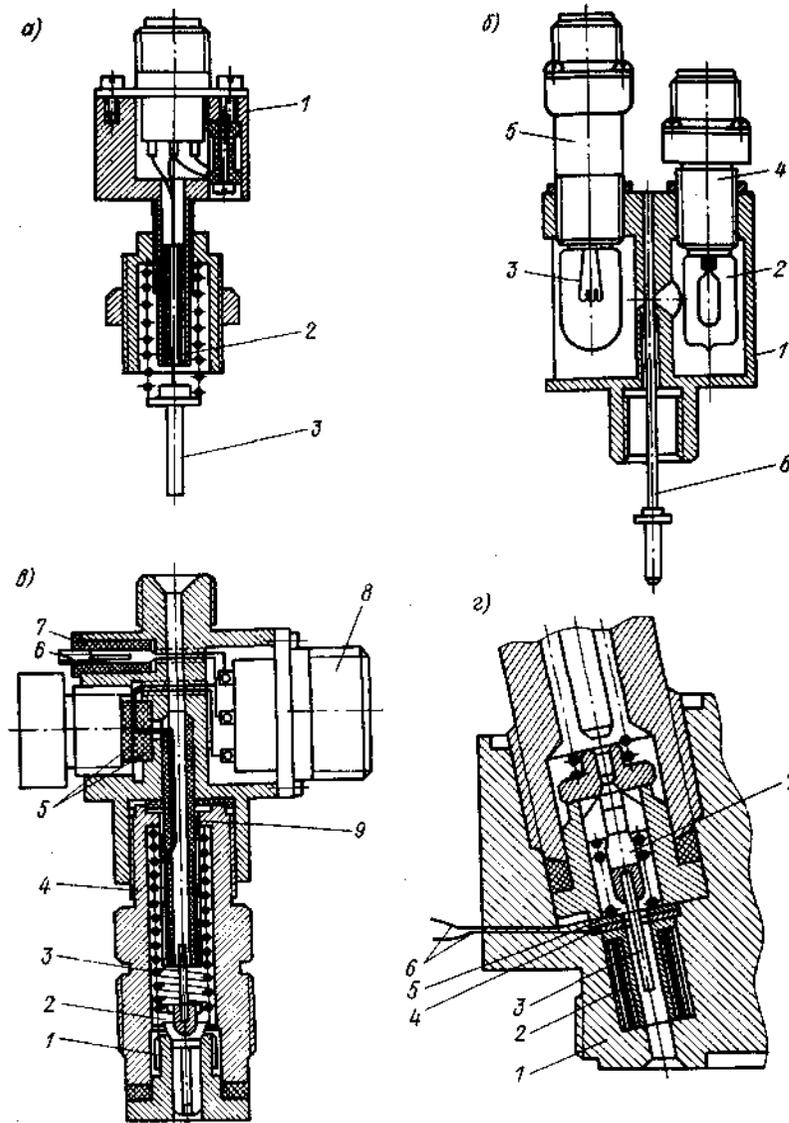


Рис. 4.15. Датчики перемещения:

а — индуктивный ИПИ-2; б — фотоэлектрический ФПИ-2; 1 — корпус; 2 — фотоэлемент; 3 — лампа; 4, 6 — держатели; 6 — штанга; в — индуктивный датчик перемещения клапана ИПК-1; 1 — седло клапана; 2 — клапан; 3 — пружина клапана; 4 — штуцер; 5 — фторопластовые прокладки; 6 — регулировочный винт; 7 — балансирующая катушка; 8 — штепсельный разъем; 9 — основная катушка; ж — индуктивный датчик перемещения обратного клапана нагнетательного клапана двойного действия насоса НД21; / — головка насосной секции; 2 — катушка; 3 — удлинитель; 4, 5 — фторопластовые прокладки; 6 — выводы; 7 — обратный клапан

В качестве осветителя использована лампа с массивной нитью накаливания типа СЦ-42.

Для регистрации движения нагнетательного клапана топливного насоса могут быть использованы индуктивные датчики конструкции ЦНИТА. Датчик ИПК-1 (рис. 4.15, б) устанавливается вместо серийного штуцера нагнетательного клапана. Для того чтобы обеспечить линейность датчика в сравнительно большом диапазоне перемещений, последовательно с каждой катушкой включены сопротивления типа МЛТ (1,5 кОм), что позволяет уменьшить относительное изменение сопротивления рабочего плеча. По аналогичной схеме выполнен датчик перемещения нагнетательного клапана насоса НД21 (рис. 4.15, в).

Методы определения характеристик впрыскивания. Известны непосредственные методы, основанные на использовании механических устройств, и косвенные методы, позволяющие получить необходимую для построения характеристики информацию. Непосредственные методы позволяют получить в процессе эксперимента характеристику в дифференциальном или интегральном виде. Недостатком непосредственных методов является то, что они не дают представления о характере изменения давления в процессе впрыскивания топлива, весьма трудоемки и в настоящее время имеют ограниченное применение.

Непосредственный метод определения характеристик впрыскивания основан на принципе действия механического стробоскопического устройства, называемого обычно щелевым стробоскопом [39].

Для определения характеристик впрыскивания применяется также стробоскоп с ячеистым колесом, на периферии которого расположены мерные объемы. Для экспериментального определения характеристик впрыскивания топлива косвенным способом измеряется параметр, по которому путем пересчета можно построить характеристику. Для измерения этого параметра используются электрические методы, применяемые при измерении неэлектрических величин.

Распространенным и удобным является метод определения характеристик впрыскивания по осциллограммам давления, снятым под конусом иглы распылителя [39, 48]. Объемная доля топлива, выходящего в единицу времени из сопловых отверстий распылителя форсунки, определяется по формуле истечения

$$Q = 10^6 \mu_{р/с} \sqrt{(2/p) (p_v - p_{ат}) / (6n_{ш})}.$$

Здесь и далее Q [мм³/с], $\mu_{р/с}$ [см²], ρ [кг/м³], p [Па]. Для измерения давления под конусом иглы необходимы переделка стандартных (рис. 4.16, а) или изготовление специальных (рис. 4.16, б) распылителей. В первом случае в распылителе выполняется осевое отверстие, соединяющее его подконусное пространство с полостью закрепленного на нем датчика давления. Специальный распылитель предусматривает отдельное

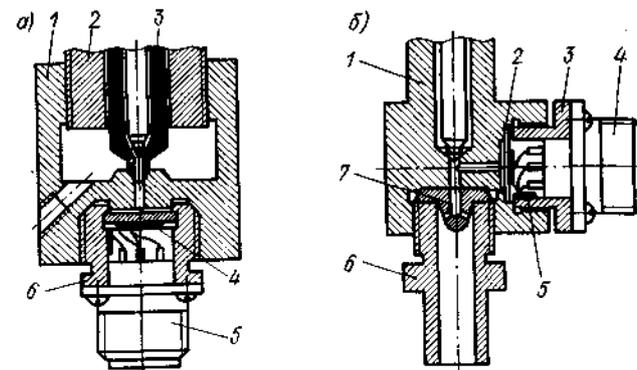


Рис. 4.16. Датчики для измерения давления топлива под конусом иглы:

а — со стандартным распылителем: 1 — корпус датчика; 2 — гайка распылителя; 3 — распылитель; 4 — проволочный преобразователь; 5 — штенсельный разъем; 6 — штуцер с мембраной; б — со специальным распылителем: 1 — корпус распылителя; 2 — мембрана; 3 — штуцер; 4 — штенсельный разъем; 5 — проволочный преобразователь; 6 — сливной штуцер; 7 — сопловая часть распылителя

сопло. Использование этого метода при штифтовых распылителях нецелесообразно.

Характеристику впрыскивания можно определить с учетом изменения $\mu_{р/с}$ в зависимости от подъема иглы. Для этого следует иметь характеристику распылителя и запись подъема иглы в процессе впрыскивания, а давление измерять не под конусом иглы распылителя, а в нагнетательном топливопроводе у штуцера форсунки. В этом случае помимо сложности замеров и трудоемкости обработки результатов эксперимента возможны существенные погрешности, так как характер изменения давления у штуцера форсунки и над конусом иглы распылителя может быть различным. Этот способ можно использовать при проведении исследований на двигателе. Известны и другие методы определения характеристики впрыскивания [39, 48], однако они не получили широкого применения.

В ЦНИТА разработан способ определения характеристики впрыскивания измерением давления датчиком (рис. 4.17) в спе-

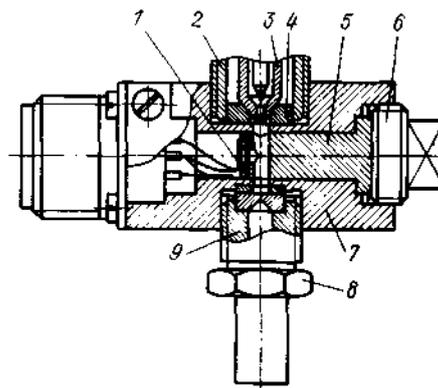


Рис. 4.17. Тензометрический датчик для оценки характеристики давлений впрыскивания ТЭП-1

циальной приемной камере, устанавливаемой за распылителем форсунки. Для измерения давления могут быть использованы датчики любого типа. Корпус датчика 7 устанавливается на распылитель 3 с помощью специальной гайки 2, уплотняется прокладкой 4, что не требует изменения конструкции форсунки и не нарушает регулировки. Выход топлива из камеры происходит через жиклер 9 и штуцер 8. Приемная камера ограничена с одной стороны мембраной диаметром 10 мм и толщиной 0,8—1,0 мм, выполненной за одно целое с корпусом, с другой стороны — торцом вытеснителя объема 5, поджимаемого пробкой 6. Объем каналов и полости приемной камеры составляет 0,06 см³. Тензометрический преобразователь 1 (рабочее плечо моста) наклеен на внешнюю сторону мембраны, а термокомпенсационный — на недеформирующуюся стенку паза. Благодаря жиклеру в камере создается противодействие впрыскиванию, что приближает условия эксперимента к условиям работы ТА на двигателе. Имея кривую изменения давления в камере p_k и зная эффективное проходное сечение жиклера и распылителя, можно определить давление топлива под конусом иглы распылителя

$$p_k = p_k \left[\left(\frac{\mu_{ж/ж}^2 f_{ж}^2}{\mu_{р/с}^2} + 1 \right) \right].$$

Эффективное сечение проходного отверстия жиклера $\mu_{ж/ж}$ подбирается так, чтобы максимальное противодействие соответствовало значению противодействия при работе форсунки на двигателе.

Объем топлива (мм³), подаваемого форсункой при повороте вала насоса на Γ , может быть определен по формуле

$$Q = 1000 \mu_{ж/ж} f_{ж} V \sqrt{(2/\rho) p_k / (6n_n)}.$$

Давление в приемной камере датчика (при проливке) контролируется манометром, устанавливаемым вместо пробки, при снятом вытеснителе объема. Значение $\mu_{ж/ж}$ находим по формуле

$$\mu_{ж/ж} = Q / V \sqrt{(2/\rho) p_k} 10^{-5}.$$

Достоинствами метода являются простота, возможность использования одного и того же приспособления для распылителей любого типа, наглядность результатов и возможность применения для осциллографирования типовой измерительной аппаратуры. Погрешность в определении давлений характеристики впрыскивания составляет 2—3%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балакин В. И., Еремеев А. Ф., Семенов Б. И. Топливная аппаратура быстроходных дизелей. — Л.: Машиностроение, 1967. — 298 с.
2. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. — М.: Машгиз, 1963 — С. 11—92.
3. Бельских В. И. Диагностирование и обслуживание сельскохозяйственной техники. — М.: Колос, 1980. — С. 319—340.
4. Бесчастнов В. А., Смирнов З. Л., Малышев Л. М. Новые топливные насосы высокого давления для перспективных автомобильных дизелей//Двигателестроение. — 1987. — № 1. — С. 5—7.
5. Броз Д. Д. Сгорание в поршневых двигателях. — М.: Машиностроение. — 1969. — 247 с.
6. Вихерг № М., Мазинг М. В. Топливная аппаратура автомобильных дизелей. — М.: Машиностроение, 1978. — 176 с.
7. Вырубов Д. Н. О методике расчета испарения топлива//Двигатели внутреннего сгорания (МВТУ). — 1964. — № 25. — С. 41—44.
8. Жуковский Н. Е. Собрание сочинений. Т 111, М.; Л. ГИТЛ, 1949. — 120—140 с.
9. Иванченко Н. Н., Семенов Б. Н., Соколов В. С. Рабочий процесс дизелей с камерой в поршне. — Л.: Машиностроение, 1972. — 228 с.
10. Иост В. Взрывы и горение в газах. М., Изд-во иностр. лит. 1952. — 688 с.
11. Исерлис Ю. З., Мирошников В. В. Системное проектирование двигателей внутреннего сгорания. — Л.: Машиностроение, 1981. — С. 226.
12. Кривенко П. М., Федосов И. М. Ремонт и техническое обслуживание системы питания тракторных дизелей. — М.: Колос, 1980. — 288 с.
13. Крук Б. А. Методика гидравлического расчета процесса топливopодачи дизелей//Тр. ЦНИТА, 1969. - Вып. 40. — С. 12—16.
14. Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. — М. Машиностроение. 1979. 615 с.
15. Кукушкин В. Л., Романов С. А., Свиридов Ю. Б. Экспериментальное исследование оптических свойств струй распыленного топлива при дизельном впрыске//Двигателестроение. — 1984. — № 12. — С. 12—15.
16. Кутовой В. А. Впрыск топлива в дизелях. М.: Машиностроение, 1981. — 118 с.
17. Лышевский А. С. Системы питания дизелей. — М.: Машиностроение, 1981. — 215 с.
18. Мелькумов Т. М. Теория быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия. — М.: Оборонгиз, 1953. — 40? с.
19. Николаенко А. В., Хватов В. Н. Расчет и экспериментальная оценка надежности тракторных дизелей. — Л.: Агропромиздат, 1985. — 136 с.
20. Петриченко Р. М., Опосовский В. В. Рабочие процессы поршневых машин. — М.: Машиностроение, 1972. • — 167 с.
21. Подача и распыливание топлива в дизелях/И В. Астахов, В. И. Трусов, А. С. Хочиян и др. — М/ Машиностроение, 1972. — 367 с.
22. Рикардо Г. р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. — М.: Машгиз, 1960. - 409 с.
23. Ротберг Г., А. Кулачковы механизмы (проектирование, динамика и вопросы точности изготовления)....Л.: Суапромгиз, 1960. — 240 с,

24. Русинов Р. В. Топливная аппаратура судовых дизелей. — Л.: Судостроение, 1971. — 224 с.

25. Свиридов Ю. Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях. — Л.: Машиностроение, 1972. — 222 с.

26. Свиридов Ю. Б., Гриншпан А. З., Романов С. А. О расчете испаряющегося дизельного факела//Тр. ЦНИТА. — Вып. 69. — 1977. — С. 3—12.

27. Семенов Н. Н. О некоторых проблемах химической кинетики и реакционной способности. — М.: Изд-во АН СССР, 1954. — 350 с.

28. Системы автоматизированного проектирования: Учеб. пособие для вузов/Под ред. И. П. Норенкова. — М.: Высш. шк., 1986. — 1392 с.

29. Соколик А. С. Самовоспламенение, пламя и детонация в газах. — М.: Изд-во АН СССР, 1960. — 425 с.

30. Стечкин Б. С., Генкин К. И. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя. — М.: Изд-во АН СССР, 1960. — 199 с.

31. Толстов А. И. Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамика цикла быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия//Тр. НИИДА, 1955. — № 1. — С. 5—55.

32. Топливная аппаратура тракторных и комбайновых дизелей: Справ./В. Г. Кислов, В. А. Павлов, А. П. Трусов и др. — М.: Машиностроение, 1981. — 205 с.

33. Трусов В. И., Дмитренко В. П., Масляный Г. Д. Форсунки автотракторных дизелей. — М.: Машиностроение, 1977. — 167 с.

34. Файнлейб Б. Н. Анализ термодинамического цикла быстроходных двигателей с воспламенением от сжатия//Тр. ЦНИТА. — 1965. — № 25, — С. 29—38.

35. Файнлейб Б. Н. К вопросу об оценке технико-экономической эффективности топливной аппаратуры автотракторных дизелей//Тр. ЦНИТА. — 1964. — Вып. 23. — С. 25—32.

36. Файнлейб Б. Н. Методика анализа рабочего цикла дизеля в связи с экспериментальным исследованием и подбором параметров топливной аппаратуры//Тр. ЦНИТА. — 1971. — № 51. — С. 18—26.

37. Файнлейб Б. Н. О единой методике эталонирования топливной аппаратуры//Тракторы и сельхозмашины. — 1966. — Т. 2. — С. 5—8.

38. Файнлейб Б. Н. Новый рабочий цикл в насосах распределительного типа//Двигателестроение. — 1979. — С. 37—39.

39. Файнлейб Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справ. Л.: Машиностроение, 1974. — 264 с.

40. Файнлейб Б. Н. Перспективы дальнейшего совершенствования насосов распределительного типа//Двигателестроение. — 1987. — № 1. — С. 18—21.

41. Файнлейб Б. Н., Бараев В. И. Влияние конструктивных параметров на распыливание, развитие факела и испарение топлива в быстроходных дизелях. — М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1973. — 50 с.

42. Файнлейб Б. Н., Бараев В. И. Исследование влияния уровня давления впрыска на параметры рабочего процесса быстроходного дизеля//Тракторы и сельхозмашины. — 1971. — № 4. — С. 10—12.

43. Файнлейб Б. Н., Бараев В. И. Требования к интенсификации впрыска топлива при наддуве автотракторных дизелей//Двигателестроение. — 1981. — № 12. — С. 6—9.

44. Файнлейб Б. Н., Бараев В. И. Повышение эффективности смесеобразования в дизелях путем воздействия на динамику распыленной струи топлива//Двигателестроение. — 1986. — № 9. — С. 8—12.

45. Файнлейб Б. Н., Гинзбург А. М., Волков В. И. Оптимизация угла начала впрыска в дизелях//Двигателестроение. — 1981. № 2. — С. 16—18.

46. Файнлейб Б. Н., Гинзбург А. М., Аляпышев В. Г. Исследование износоустойчивости плунжерных пар насосов распределительного типа с различными способами организации рабочего процесса//Тр. ЦНИТА. — 1973. — № 54. — С. 3—8.

47. Файнлейб Б. Н., Гинзбург А. М., Рапопорт Л. А. Уточненная математическая модель гидродинамического расчета топливоподачи в топливных систе-

мах с плунжерными насосами распределительного типа//Тр. ЦНИТА. — 1971. — № 48. — С. 25—32.

48. Файнлейб Б. Н., Голубков И. Г., Ключев Л. А. Методы испытаний и исследований топливной аппаратуры автотракторных дизелей. — М.; Л.: Машиностроение, 1965. — 175 с.

49. Файнлейб Б. Н., Ключев Л. А. Требования к частотным характеристикам электронно-измерительной аппаратуры, применяемой для исследования процесса топливоподачи в быстроходных дизелях//Автомобильная промышленность. — 1965. — № 12. — С. 6—9.

50. Файнлейб Б. Н., Колупаев В. Я., Овчинников Н. Ф. Тенденции развития конструкций одноплунжерных и роторных топливных насосов распределительного типа ведущих зарубежных фирм. — М.: ЦНИИТЭИ, 1971. — 70 с.

51. Файнлейб Б. Н., Крук Б. А. Уточненная методика расчета процесса топливоподачи в дизелях на ЭВМ//Тракторы и сельхозмашины. — 1973. — С. 4—7.

52. Файнлейб Б. Н., Куликов В. П. Исследование связи вибраций поршневого кольца дизеля ЯМЗ-236 с жесткостью процесса сгорания//Тр. ЦНИТА. — Вып. 70. — 1977. — С. 20—26.

53. Файнлейб Б. Н., Логинов Л. С. Исследование метода промышленной оценки распылителей тракторных дизелей//Тракторы и сельхозмашины. — 1969. — № 3. — С. 9—11.

54. Файнлейб Б. Н., Никифоров В. Г. Гипотеза о характере нагрузок в приводе плунжерных топливных насосов дизелей//Двигателестроение. — 1984. — № 6. — С. 59—61.

55. Файнлейб Б. Н., Николаев Е. А., Лебедев В. А. Метод расчета кулачкового профиля переменного радиуса для насоса высокого давления дизелей//Двигателестроение. — 1983. — № 4. — С. 37—41.

56. Файнлейб Б. Н., Шарков В. В. Состояние и тенденции развития конструкций зарубежных и отечественных систем двойного впрыска топлива. — М.: ЦНИИТЭИ, 1971. — 62 с.

57. Файнлейб Б. Н., Штаталов Г. С. Обоснование параметров топливной аппаратуры форсированных дизелей ЧН 16,5/17 для тяжелых промышленных тракторов//Двигателестроение. — 1986. — № 7. — С. 9—12.

58. Федотов Г. Б., Левин Г. И. Топливные системы тепловозных дизелей. Ремонт, испытания, совершенствование. — М.: Транспорт, 1983. — С. 162—164.

59. Фомин Ю. Я., Никонов Г. В., Ивановский В. Г. Топливная аппаратура дизелей: Справ.—М.: Машиностроение, 1982. — 168 с.

60. Штерн В. Я. Механизм окисления углеводородов в газовой фазе. — М.: Изд-во АН СССР, 1960. — 496 с.

61. Brady R. N. Diesel Fuel Systems//Reston Publishing Incorporated. — 1981. — 564 p.

62. Diesel and Gasturbine Worldwide Catalog. — 1984. — Vol. 49. — P. 1163—1248.

63. Glikin P. E. Fuel injection in diesel engines//Proc. Inst. of Mech. Eng. — 1985. — Vol. 199. — № 3. — P. 161—174.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Основные условные обозначения	4
Глава 1. Параметры автотракторных дизелей и топлив. Требования, предъявляемые к топливной аппаратуре.	8
1.1. Параметры автотракторных дизелей	—
1.2. Процессы смесеобразования	17
1.3. Характеристика топлив	47
1.4. Требования к процессу впрыскивания	66
1.5. Показатели технического уровня и требования, предъявляемые к топливной аппаратуре	85
Глава 2. Конструкции топливной аппаратуры	103
2.1. Схемы топливной аппаратуры и ее элементов	—
2.2. Топливная аппаратура, изготавливаемая в СССР	120
2.3. Конструкция прецизионных узлов	140
2.4. Топливная аппаратура зарубежных фирм	149
2.5. Топливная аппаратура с электрическими устройствами управления и электронным регулированием	185
2.6. Специальные схемы и конструкции топливной аппаратуры	195
Глава 3. Автоматизированное проектирование топливной аппаратуры автотракторных дизелей	208
3.1. Система автоматизированного проектирования топливной аппаратуры автотракторных дизелей	—
3.2. Прогнозирование исходных схемных и параметрических решений по топливной аппаратуре	219
3.3. Гидродинамический расчет процесса топливоподачи (задача САПР ТА АТД 204000)	254
3.4. Расчет кулачковых механизмов (задача САПР ТА АТД 206000)	280
3.5. Расчет параметров секций высокого давления (задача САПР ТА АТД 205000)	292
3.6. Расчет параметров соплового аппарата распылителя (задача САПР ТА АТД 203000)	296
3.7. Оптимизация параметров ТА АТД	302
Глава 4. Методы испытаний и исследований топливной аппаратуры	313
4.1. Оценка плотности прецизионных пар и определение гидравлических характеристик элементов	—
4.2. Оценка процессов и параметров элементов топливной аппаратуры	318
4.3. Стенды для комплексных испытаний топливной аппаратуры	326
4.4. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры	334
4.5. Исследование параметров процесса топливоподачи	335
Список литературы	347

Справочное издание

Файнлейб Борис Нафтанович

ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Редактор *Н. С. Анчикова*
 Переплет художника *Л. В. Измайловой*
 Художественный редактор *С. С. Венедиктов*
 Технические редакторы: *А. И. Казаков, Е. Б. Спрукт*
 Корректоры: *А. И. Лаврикенко, Н. В. Старостина*

ИБ № 5553

Сдано в набор 17.04.90. Подписано в печать 22.10.90.
 Формат 60×90^{1/16}. Бумага офсетная № 1 Гарнитура литературная.
 Печать офсетная. Усл. печ. л. 22,0. Усл. кр.-отт. 22,0.
 Уч.-изд. л. 23,92. Тираж 10 400 экз. Заказ № 76. Цена 2 р. 10 к.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени
 издательства «Машиностроение».
 191065, Ленинград, Ул. Дзержинского, 10

Типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
 издательства «Машиностроение»
 при Государственном комитете СССР по печати.
 193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10

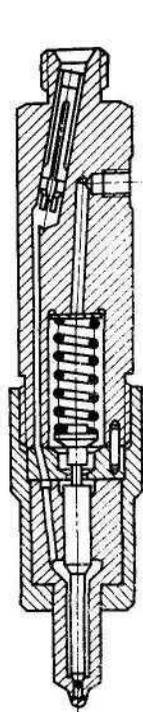


Рис. 2.33. Форсунка многодырчатая фирмы «Р. Бош»

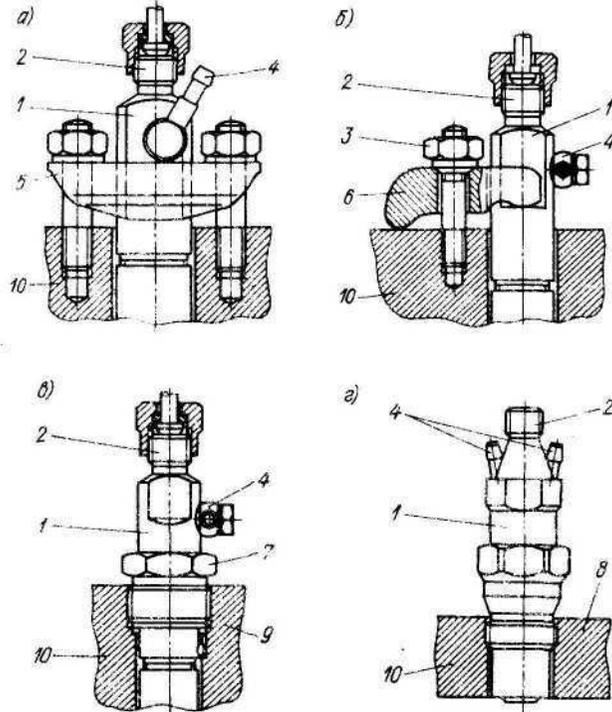


Рис. 2.34. Способы креплений форсунок фирмы «Р. Бош»: а — прижимным фланцем; б — нажимной скобой; в — центральной гайкой; г — резьбой; 1 — форсунка; 2 — штуцер; 3 — болт скобы; 4 — штуцер для слива топлива; 5 — прижимной фланец; 6 — нажимная скоба; 7 — гайка; 8 — резьба; 9 — штифт; 10 — головка

КОМ — соответственно 192—210 и 97—115 мм, а у фильтров рядных насосов — 158—172 мм и 97—115 мм. Диаметр сменных бумажных элементов равен 80,5 мм, а высота — 155 мм (для насосов распределительного типа) и 123 мм (для рядных многоплунжерных насосов).

Фирма «Фридман и Майер» (Австрия), которая в настоящее время слилась с фирмой «Р. Бош», разработала семейство рядных многоплунжерных насосов типа «компакт» модели Р (табл. 2.21 и рис. 2.37). Основные конструктивные отличия насосов следующие: регулирование равномерности чередования углов начала впрыскивания прокладками, установленными под бурт гильзы; установка оси толкателя на игольчатом подшипнике; смазывание толкателей маслом, подводимым под давлением из смазочной системы двигателей.

В насосах применены золотниковые клапаны с коническим запорным элементом (рис. 2.38, а). На форсированных модифика-

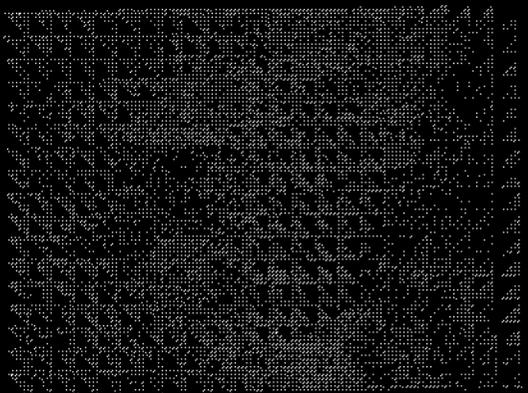
циях применены клапаны с дросселями (рис. 2.38, в) с целью гашения отраженных волн у насоса и исключения дополнительных впрыскиваний. Кулачковый вал устанавливается в конических роликовых подшипниках. Модели с числом плунжеров 6 и более имеют промежуточную опору в виде подшипника скольжения. На восьми-плунжерную модель при необходимости могут устанавливаться две подкачивающие помпы. В корпусе насоса имеются два продольных топливных канала, с двух сторон обтекающих гильзы. Предусматривается два типа крепления насосов: о помощью четырех приливов в корпусе и смешанное — фланцем и двумя приливами в за-ней части насоса со стороны регулятора. Согласно данным фирмы, насосы рассчитаны на работу с давлением нагнетания до 100 МПа.

Фирма также разработала семейства насос-форсунок с механическим приводом плунжера и электронным регулятором семейства РД (РД0—РД5) с цикловыми подачами до 800 мм³. Ход плунжера у различных моделей составляет 6—16 мм, $d_{пл} = 5 \div 16$ мм. Продолжительность впрыскивания в зависимости от $V_{пл}$ изменяется в пределах 4—8° ПВН. Электронный регулятор регулирует $V_{пл}$ в зависи-

Таблица 2.19. Основные параметры многодырчатых распылителей фирмы «Р. Бош»

Саморегулирующийся диаметр насоса	DLA (см. рис. 2.35, а)	DLA-S (см. рис. 2.35, б)	Ход плунжера, мм	Диаметр топливного канала, мм	Длина топливного канала, мм	Объем топлива в распылителе, мм ³	Диаметр струи, мм	$t_{с, \max}$	Длина соплового отверстия, мм
Диаметр иглы 0,8 мм Гаружный диаметр насоса, мм	4	5	0,2 0,25 0,3	1,0	0,9 1,1 1,6 2,6	0,85 0,50 0,82 1,2	0,32 0,36—0,45	0	0,8 0,8 1,0 1,2
	7; 9	6							
$d_{пл} \times d_{пл.о}$	4 × 2,5 4 × 2,0	8 × 3,0 6 × 2,8 5 × 2,5 6 × 2,2	0,85	1,2	1,0 1,4 1,8	0,50 0,92 1,88	0,82 0,88—0,45	8	0,7 1,0 1,0 1,0 1,0
	4 × 2,0	8 × 8,5 8 × 3,0 8 × 2,5 8 × 2,2	0,4						

БН ҚҰЛНАУС



ТОТЛМБНАС
АТЛАПАТЫРА
АВТОПРАКТОРНЫК
ДУЗЕНУ