

621.436

288.

Р. В. РУСИНОВ

конструкция и расчет дизельной топливной аппаратуры

• МАШИНОСТРОЕНИЕ •

Р. В. РУСИНОВ

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ



ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
МОСКВА 1965 ЛЕНИНГРАД

Р. В. РУСИНОВ

Конструкция и расчет дизельной топливной аппаратуры
М. — Л., Изд. «Машиностроение», 1965. 148 с. с илл.

В книге излагаются технические требования на проектирование дизельной топливной аппаратуры и рассматриваются современные тенденции ее развития. Значительный объем книги посвящен вопросам реализации конкретных мероприятий по созданию новых конструкций топливной аппаратуры, удовлетворяющих различным условиям эксплуатации.

Особое внимание уделяется новым инженерным методам расчета, в частности, связанным с увеличением срока службы топливной аппаратуры. Предлагаемые расчетные методики по выбору основных размеров прецизионных элементов, профилей кулачков топливных насосов, дальнобойности распыленной струи топлива и др. в существенной части апробированы опытом работы ЦНИДИ и рекомендуются для использования в заводской практике.

В целом книга содержит комплексный материал по конструкции и расчету, необходимый для модернизации существующих и разработки новых образцов топливной аппаратуры.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников заводов, проектных и исследовательских организаций, занимающихся вопросами дизелестроения; она также может быть использована студентами вузов соответствующих специальностей.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время дизели находят широкое применение в различных отраслях нашего народного хозяйства и потому создание прогрессивных конструкций дизелей и обеспечение их качественного и количественного роста являются актуальной задачей современного этапа развития науки и техники. Преимущества дизелей перед другими энергетическими агрегатами в существенной степени связаны с их положительными технико-экономическими показателями, которые определяют незаменимость дизелей на транспорте, в сельском хозяйстве и т. д. Особую роль в настоящий период призваны сыграть двигатели (дизели) в развитии отечественного железнодорожного и морского транспорта, в развитии стационарной энергетики и электрификации.

Как известно, одним из важнейших агрегатов дизеля является топливная аппаратура, от которой в существенной степени зависят рабочие характеристики дизельных установок в целом. По данной причине в области топливной аппаратуры осуществляются большие научно-исследовательские работы, имеющие целью обеспечить современные прогрессивные тенденции развития дизелестроения, в первую очередь, касающиеся форсирования дизелей, обеспечения качественного впрыска топлива в широком диапазоне чисел оборотов и нагрузок, стабилизации процесса подачи топлива на специфических режимах работы судовых и тепловозных дизелей, выбора оптимального закона топливоподачи, коррекции скоростных характеристик впрыска и др.

В предлагаемой книге представлен большой опыт Центрального научно-исследовательского института (ЦНИДИ) и дизелестроительных заводов по созданию новых конструкций топливной

аппаратуры, коренной модернизации существующих конструкций и в некоторой степени обобщаются достигнутые к настоящему времени в рассматриваемой области успехи, реализация которых необходима для дальнейшего совершенствования дизелей. Книга состоит из трех глав, затрагивающих вопросы конструирования и расчета топливной аппаратуры.

Автор надеется, что, помимо фактического материала, могущего быть использованным непосредственно для нового проектирования, книга может оказать определенную методическую помощь в вопросе широкого подхода к расчету топливной аппаратуры с общей целью создания прогрессивных конструкций. Одновременно автор выражает искреннюю благодарность коллективу отдела топливных систем ЦНИДИ за ценную помощь в процессе подготовки книги к изданию.

Автор

Г Л А В А I

КОНСТРУКЦИЯ ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Показатели рабочего процесса дизеля и его эксплуатационные характеристики в значительной степени зависят от качества работы топливной аппаратуры.

В связи с этим к дизельной топливной аппаратуре предъявляются весьма жесткие требования, связанные с обеспечением точного дозирования топлива, должного качества распыливания и впрыска топлива в камеру сгорания дизеля в строго обусловленные по фазам рабочего процесса моменты времени.

Конкретно топливная аппаратура должна обеспечивать:

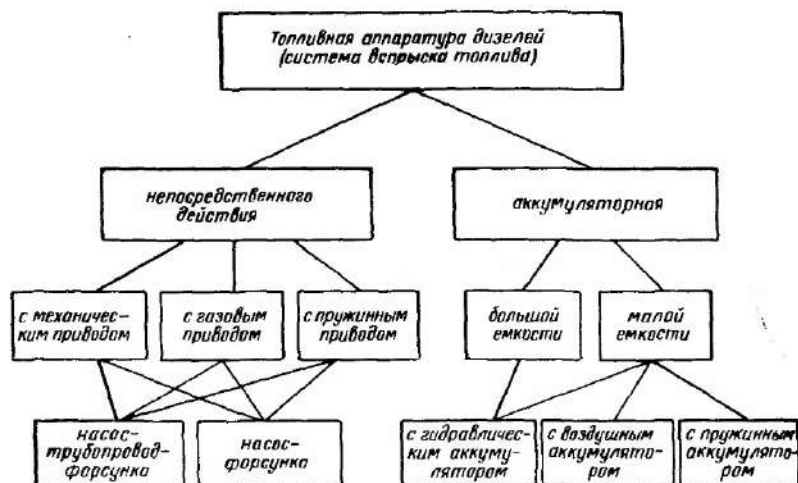
- 1) периодический впрыск топлива в камеру сгорания дизеля в количестве, соответствующем нагрузке дизеля;
- 2) необходимое начало и продолжительность впрыска, определяющие наилучшие эксплуатационные показатели дизеля;
- 3) высококачественное распыливание топлива в объеме камеры сгорания;
- 4) оптимальный закон подачи (количественное распределение топлива по углу поворота коленчатого вала дизеля за период единичного впрыска), наиболее благоприятный для термодинамических показателей рабочего процесса.

В общем случае топливная аппаратура состоит из топливного бака (цистерны), топливоподкачивающего насоса, системы фильтров, топливного насоса высокого давления с приводом, форсунки (форсунок) и топливопроводов высокого и низкого давлений.

Ряд из указанных конструктивных элементов, таких как топливный бак, топливоподкачивающая помпа, топливные фильтры выполняют лишь вспомогательные функции; основные же функции, в соответствии с перечисленными выше требованиями, непосредственно выполняет топливный насос высокого давления (с приводом) с форсункой (форсунками) и трубопроводом высокого давления.

При «неразделенном» конструктивном исполнении топливного насоса с форсункой (насос-форсунка), трубопровод в общей системе высокого давления отсутствует.

Существует большое количество различных типов и конструктивных модификаций топливной аппаратуры, но наибольшее распространение получила топливная аппаратура разделенного типа непосредственного действия с механическим приводом плунжера, впрыскивающим топливо в цилиндр дизеля.



Фиг. 1. Классификация топливной аппаратуры.

Топливная аппаратура непосредственного действия практически может различаться по способу привода, который помимо механического может быть газовым или пружинным.

В этих последних случаях движение рабочего плунжера топливного насоса или насос-форсунки осуществляется за счет сил давления сжатых в цилиндре двигателя газов или за счет специальной пружины.

Газовые и пружинные приводы в некоторой мере компенсируют недостатки обычных систем впрыска с механическим приводом, который не обеспечивает хорошего качества распыливания при уменьшении цикловой подачи топлива и числа оборотов кулачкового вала насоса высокого давления, но по конструкции являются более сложными и менее надежными.

Особую разновидность представляют аккумуляторные системы впрыска, обеспечивающие качественное распыливание и смесеобразование в широком диапазоне рабочих нагрузок дизеля.

Данное свойство является особенно ценным для дизелей, длительно работающих на малых оборотах, в частности, для тепловозных и главных судовых дизелей.

Аккумуляторная топливная аппаратура практически выполняется с аккумуляторами большой и малой емкости. В последнем случае топливо «аккумулируется» в количестве, необходимом только для единичного впрыска, который осуществляется гидравлическим (за счет сил сжатия самого топлива), пневматическим (сжатым воздухом) или механическим (силовая пружина) способами.

Аккумуляторные системы из-за сложности их конструкции широкого распространения не имеют.

Рекомендуемая классификация топливной аппаратуры по типу и принципу действия представлена на фиг. 1.

Топливные насосы высокого давления и форсунки

В настоящее время широкое применение в дизелестроении находят топливные насосы высокого давления с механически приводимым плунжером-золотником и закрытые форсунки с гидравлическим управлением подъемом иглы.

Типичный вид таких насосов и форсунок изображен на фиг. 2 и 3.

Принцип действия секции топливного насоса, представленной на фиг. 2, заключается в том, что возвратно-поступательное движение плунжера 9, осуществляемое посредством роликового толкателя и кулачкового вала, попеременно используется для наполнения надплунжерного объема топливом, а затем для подачи топлива через нагнетательный клапан 5 к форсунке.

Впрыск топлива имеет место при движении плунжера вверх, после перекрытия торцевой кромкой головки плунжера впускных каналов втулки (гильзы) 8; возврат плунжера в исходное положение и «зарядка» системы топливом обеспечиваются пружиной 16. По мере движения плунжера вверх, сжатое топливо приподнимает клапан 5 и по нагнетательному трубопроводу высокого давления поступает к форсунке (фиг. 3). Действуя на дифференциальную площадку иглы 3 распылителя и преодолевая усилие затяга пружины 8, топливо получает доступ к сопловым отверстиям распылителя и под определенным давлением впрыскивается в камеру сгорания дизеля.

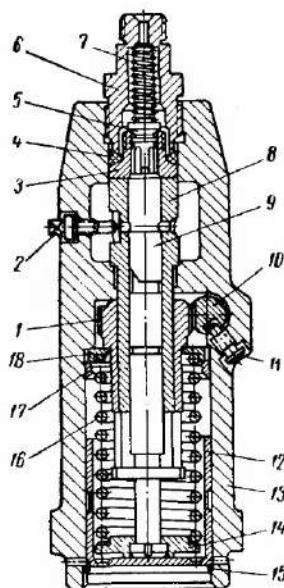
Впрыск топлива прекращается при отсечке топлива в момент, когда отсечная кромка головки плунжера откроет отсечное окно втулки и давление в системе высокого давления резко упадет.

Регулирование подачи и фаз впрыска топлива производится за счет осевого поворота плунжера специальным механизмом поворота, изображенным на фиг. 4.

При регулировании секций на одинаковую подачу зубчатый венец 2 поворачивается относительно втулки 3 и зажимается на

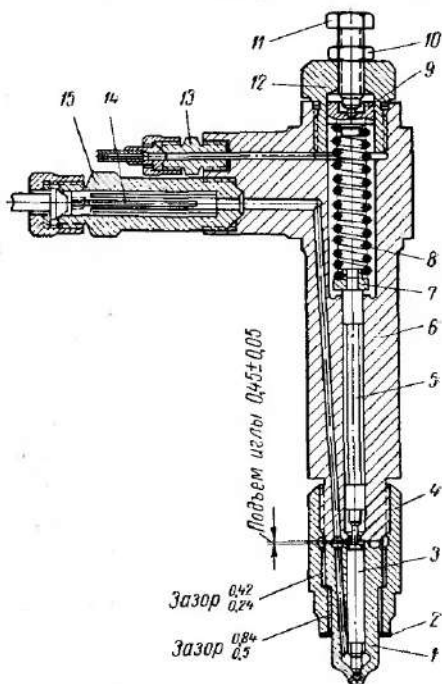
ней винтом 4. Положение зубчатого венца относительно втулки контролируется по установочным рискам *a*.

Зубчатая рейка 1 действует одновременно на поворотные втулки всех плунжеров. Подобное устройство не создает помех для возвратно-поступательного движения плунжера и в зависимости от положения зубчатой рейки фиксирует строго



Фиг. 2. Секция топливного насоса тепловозного дизеля Д-50:

1 — поворотная зубчатая втулка; 2 — фиксирующий винт; 3 — корпус нагнетательного клапана; 4 — уплотнительное кольцо; 5 — клапан; 6 — штуцер высокого давления; 7 — пружина нагнетательного клапана; 8 — втулка плунжера; 9 — плунжер; 10 — регулировочная рейка; 11 — винт фиксации рейки; 12 — направляющий стакан; 13 — корпус секции насоса; 14 — нижняя тарелка; 15 — монтажное стопорное кольцо; 16 — возвратная пружина; 17 — стопорное кольцо; 18 — верхняя тарелка.



Фиг. 3. Форсунка тепловозного дизеля Д-50:

1 — корпус распылителя; 2 — красно-медное уплотнительное кольцо; 3 — игла распылителя; 4 — крепежная гайка; 5 — толкатель; 6 — корпус форсунки; 7 — нижняя тарелка; 8 — пружина; 9 — верхняя тарелка; 10 — контргайка; 11 — регулировочный болт; 12 — пробка; 13 — штуцер слива утечек топлива; 14 — щелевой фильтр; 15 — штуцер высокого давления.

определенное угловое положение плунжера, а следовательно, и цикловую производительность секции.

На топливные насосы и форсунки рассматриваемого типа распространяются общесоюзные стандарты — «Насосы топливные дизелей. Типы, основные параметры и технические требования» ГОСТ 10578—63 и «Форсунки дизелей. Основные параметры и технические требования» ГОСТ 10579—63.

Эти стандарты полностью учитывают все существующие и перспективно возможные потребности дизелей и могут служить базой для разработки отечественного унифицированного типажа топливной аппаратуры дизелей всех назначений.

В соответствии с отечественной и зарубежной практикой ГОСТ 10578—63 в качестве основных параметров для топливных насосов включает ход и диаметр плунжеров, пределы максимальной цикловой производительности и число плунжерных секций в агрегате, а ГОСТ 10579—63 на форсунки — наибольший диаметр распылителей, цикловую подачу и установочный диаметр.

Параметры топливных насосов и форсунок, на которые следует ориентироваться при новом проектировании, представлены в табл. 1 и 2.

Табл. 1 предусматривает выпуск топливных насосов двух типов: с собственным кулачковым валом (с собственным приводом) и без собственного кулачкового вала, а табл. 2 предусматривает выпуск форсунок в двух конструктивных исполнениях, характеризующихся конусным и цилиндрическим корпусами форсунок.

В связи с компоновочными особенностями насосы второго типа (без собственного кулачкового вала) позволяют предельно сократить длину трубопроводов высокого давления, оказывающую заметное влияние на параметры процесса впрыска топлива.

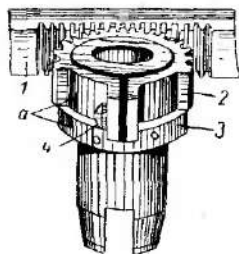
По данной причине, облегчая достижение оптимальных показателей рабочего процесса дизелей, насосы второго типа наиболее целесообразны для применения на двигателях большой мощности.

Прогрессивной стороной представленных в табл. 1 и 2 параметров является регламентация и ограничение числа размерных модификаций, обеспечивающих широкую унификацию применяемых узлов и деталей и сводящих до минимума общее конструктивное разнообразие топливных насосов и форсунок.

В соответствии со стандартом на насосы порядок работы плунжерных секций топливных насосов первого типа должен соответствовать указанному в табл. 3.

По согласованию с потребителем насосы первого типа допускается спаривать и изготовлять правого и левого вращений с приводом насоса с оговоренными техническими условиями на постановку конца кулачкового вала, а насосы второго типа выпускать в двояком варианте — с двумя плунжерными секциями.

Топливо, применяемое при эксплуатации топливной аппаратуры, дизельное по ГОСТ 305—62 или ГОСТ 4749—49.



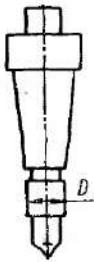
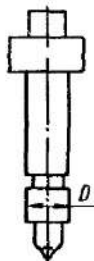
Фиг. 4. Механизм поворота плунжера.

Основные параметры топливных насосов по ГОСТ 10578—63

Тип насоса	Исполнение	Ход плунжера, мм	Диаметр плунжера, мм	Пределы максимальной цикловой подачи, см ³ /цикл	Число плунжерных секций топливного насоса
1	А	8	(5); (6); (6,5); 7; 8; 8,5; 9; 10	От 0,025 до 0,15	1, 2, 3, 4 6, 8, 12
	Б	10	(6,5); (7); 8; 8,5; 9; 10; 11; 12	От 0,035 до 0,25	1, 2, 4, 6, 8, 12
	В	12	10; 12; 13; 14; 16; (17)	От 0,12 до 0,8	4, 6, 8, 12
	Г	16	13; 14; 15; 16; 17; 18	От 0,35 до 1,2	6, 12, 16
2	А	8	(5); (6); (6,5); 7; 8; 8,5; 9; 10	От 0,025 до 0,15	1
	Б	10	(6,5); (7); 8; 8,5; 9; 10; 11; 12	От 0,035 до 0,25	1
	В	12	10; 12; 13; 14; 16; (17)	От 0,12 до 0,8	1
	Г	16	13; 14; 15; 16; 17; 18	От 0,35 до 1,2	1
	Д	22	16; 17; 18; 20; 22	От 0,8 до 2,0	1
	Е	26 (27)	17; 18; 20; 22	От 1,2 до 3,0	1
	Ж	30	17; 18; 20; 22; 24	От 1,5 до 4,0	1
	И	42	24; 26; 28; 30; 32	От 2,3 до 10	1
	К	70	32; 38; 42; 46; 48; 54	От 7,5 до 70	1
Примечание. Размеры, указанные в скобках, для вновь разрабатываемых конструкций топливных насосов не применять.					

По согласованию предприятия-изготовителя с потребителем допускается применение бензинов, керосинов, солярового масла, моторных топлив и мазутов по ГОСТ 2084—56, ГОСТ 1842—52, ГОСТ 1666—51, ГОСТ 1667—51, ГОСТ 10585—63 (марок: мазут флотский Ф-5 и Ф-12 и мазут топочный 40).

Основные параметры форсунок по ГОСТ 10579—63

Исполнение	Диаметр распылителя, мм	Подача за цикл, не более, см ³ /цикл	Диаметр форсун- ки D установоч- ный, мм	Эскиз форсунки
(О)	14	0,7	22; 23	, Вариант 1 
А	17	1,0	24; 25; (26)	
Б	22	1,5	32; (33)	
В	26	2,0	40	
Г	30; (32)	3,0	45; (46); 55	
Д	42	5,0	58; 65	Вариант 2 
Е	54	20	—	
Ж	—	40	—	
И	—	70	—	

Примечание. Размеры, указанные в скобках, для вновь разрабатываемых конструкций форсунок не применять.

Наиболее ответственными конструктивными узлами топливной аппаратуры являются прецизионные элементы: плунжерные пары, нагнетательные клапаны и распылители.

На фиг. 5, 6 и 7 представлены типичные прецизионные элементы, применяемые на дизеле Д-6.

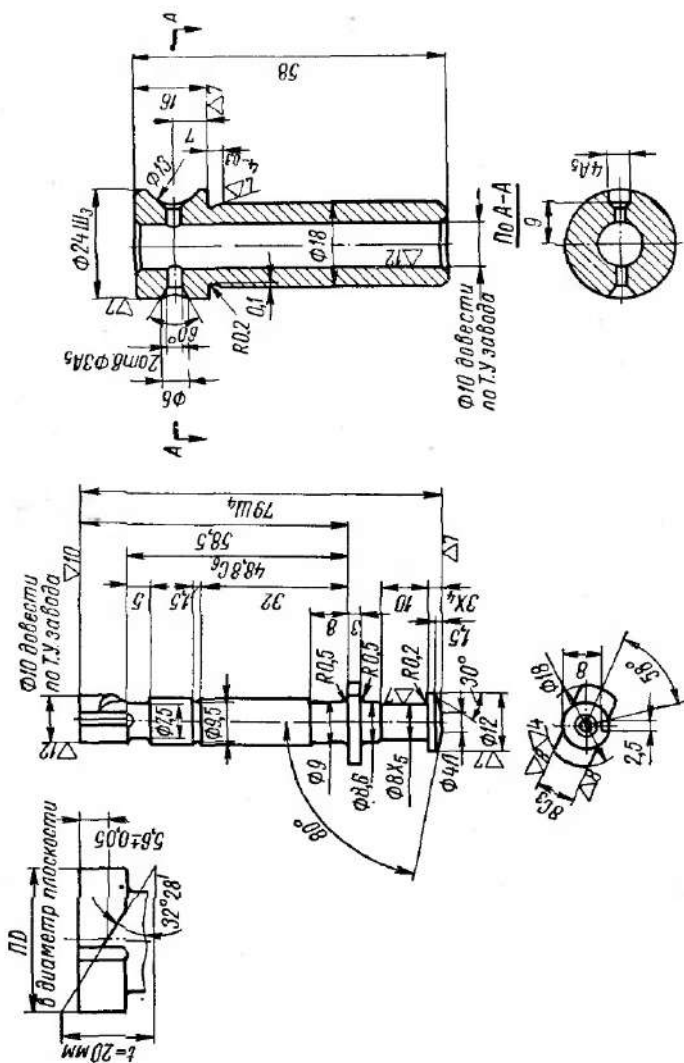
Особенностью плунжерной пары (фиг. 5) является наличие двух дополнительных отверстий во втулке, одно из которых одновременно является и отсечным окном.

Нормальная работа топливной аппаратуры в значительной степени зависит от

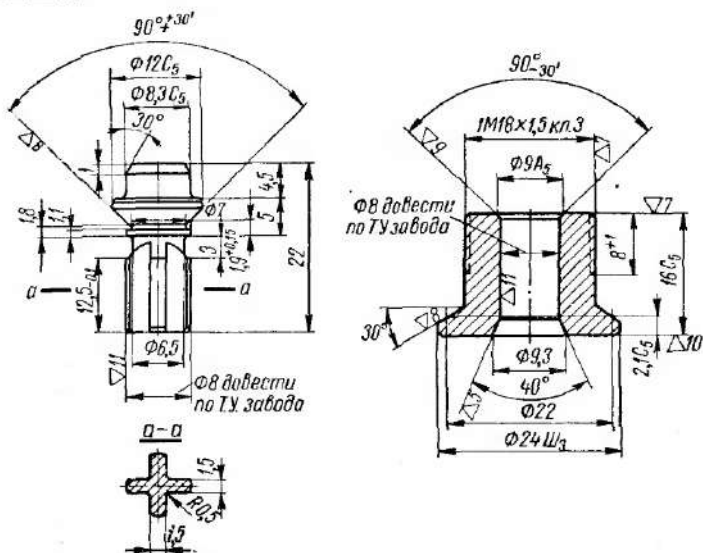
Таблица 3

Порядок работы плунжерных секций по ГОСТ 10578—63

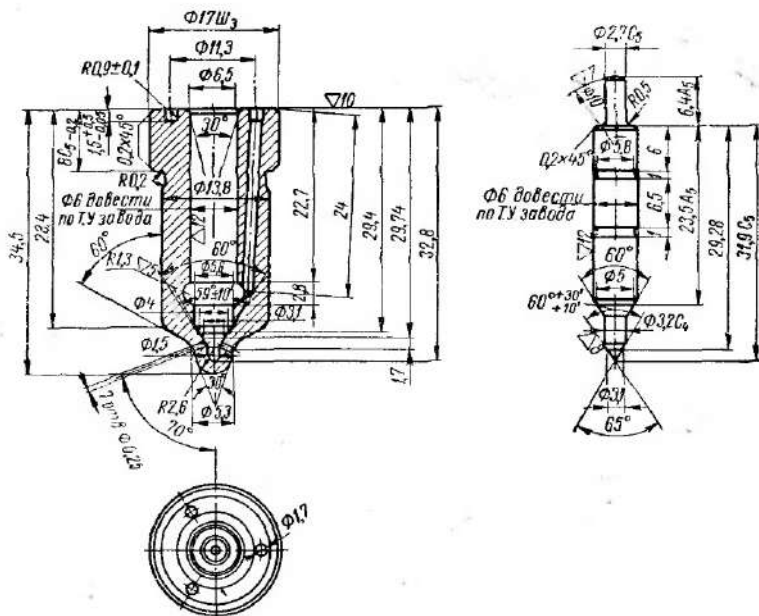
Число плунжерных секций	Порядок работы плунжерных секций
2	1—2 (0—180—360°)
3	1—2—3
4	1—3—4—2
6	1—5—3—6—2—4
8	1—3—2—5—8—6—7—4
12	1—4—9—8—5—2—11—10—3—6—7—12
Примечание. По требованию потребителя допускается изменять порядок работы плунжерных секций.	



Фиг. 5. Плунжерная пара золотниковового типа (плунжер и втулка) дизеля Д-6.



Фиг. 6. Нагнетательный клапан с отсасывающим пояском (клапан и корпус) дизеля Д-6.



Фиг. 7. Многодырчатый распылитель (корпус и игла) дизеля Д-6.

качества изготовления плунжерных пар, долженствующего обеспечить свободное движение плунжера во втулке, и в то же время отсутствие протечки топлива в процессе впрыска.

Выполнение этих условий возможно только при высокой точности и чистоте рабочих поверхностей.

Типовые технические требования, предъявляемые к плунжерным парам топливных насосов дизелей, устанавливаются ГОСТ 9927—61.

Указанный ГОСТ предусматривает оптимальные зазоры между плунжером и втулкой в поперечном сечении, проходящем через отсечное окно втулки, в соответствии с табл. 4.

Таблица 4

Диаметральные зазоры между плунжером и втулкой по ГОСТ 9927—61

Диаметр плунжера, мм	Зазоры, мм, не менее
До 6,5	1,5
Более 6,5 до 8,5	1,8
» 8,5 » 12	2,0
» 12 » 16	2,5
» 16 » 20	2,8
» 20 » 28	3,0
» 28 » 36	3,3
» 36	4,0

При этом величина гидравлической плотности плунжерной пары, определяемая путем опрессовки последней профильтрованной смесью дизельного топлива с маслом вязкостью 9,9—10,9 сст при 20° С и давлении в надплунжерном объеме $200 \pm 10 \text{ кг/см}^2$ при положении плунжера, соответствующем максимальной подаче, должна быть не менее 15 сек.

В качестве материала плунжера и втулки выбираются стали марок ШХ15 по ГОСТ 801—58 или ХВГ

по ГОСТ 5950—51 с последующей термообработкой для придания необходимой твердости и стабилизации микроструктуры (рекомендуется обработка глубоким холодом).

Допускается изготавливать плунжерные пары из стали марки 25Х5М с последующим азотированием.

Гарантийный срок службы плунжерных пар при условии надлежащего их хранения и соблюдения правил эксплуатации, определяемых инструкцией завода-изготовителя, составляет 2500 часов для быстроходных и 4000 часов работы для остальных дизелей в течении 12 месяцев со дня отгрузки их потребителю.

Нагнетательные клапаны в системах с открытыми форсунками препятствуют проникновению газов из рабочего цилиндра дизеля в форсунку, а в системах с закрытыми форсунками стабилизируют процесс топливоподачи.

Нагнетательный клапан по фиг. 6 снабжен отсасывающим пояском. Такой клапан, помимо обычных функций простого запорного органа, отключающего трубопровод высокого давле-

ния и форсунку от рабочей камеры насоса в процессе наполнения надплунжерного объема топливом, разгружает трубопровод остаточного давления в конце впрыска.

Указанная разгрузка связана с тем, что посадка клапа на седло с момента входа отсасывающего пояска в цилиндрическую направляющую корпуса как бы увеличивает внутренний объем системы высокого давления.

При этом исключается вредное действие гидродинамических колебаний топлива в нагнетательном трубопроводе, нередко приводящее к дополнительному подъему иглы форсунки, и из-за резкой посадки иглы форсунки на седло относительно сокращается период некачественного распыливания топлива в конце фазы процесса впрыска. В связи с последним обстоятельством уменьшается вероятность закоксовывания сопловых отверстий распылителя и создаются условия для улучшения экономических показателей работы дизеля.

Эффективная величина отсасывающего хода (объема) нагнетательного клапана устанавливается экспериментальным путем в зависимости от конструкции топливной аппаратуры и конкретных условий ее работы.

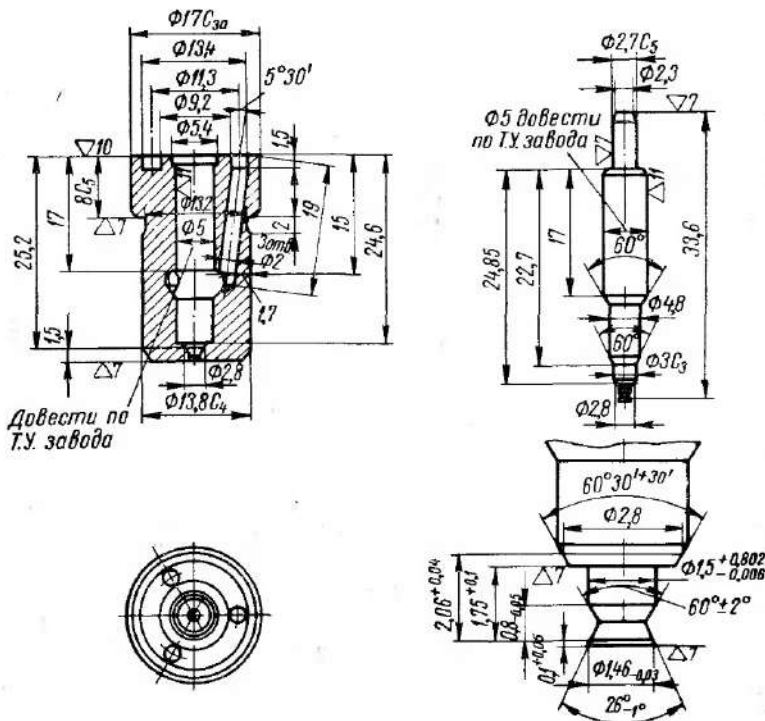
На нагнетательные клапаны распространяется ГОСТ 8334—57, предусматривающий изготовление клапанов и их корпусов из сталей марок ШХ15 и ХВГ, а клапанов, кроме того, из стали марки 18ХНВА по ГОСТ 4543—61 с последующей цементацией на глубину $0,5 \div 0,8$ мм (готовый клапан) или цианированием на глубину $0,25 \div 0,4$ мм. Твердость термически обработанных деталей должна быть в пределах: клапана — $56 \div 62$ HRC; корпуса — $60 \div 64$ HRC. Клапаны и их седла комплектуются по отсасывающему пояску с диаметральной зазором порядка $2 \div 5$ мк, контролируемым гидравлической или пневматической опрессовкой при приподнятом клапане. Проверка запорного конуса нагнетательного клапана на герметичность осуществляется опрессовкой воздухом.

В отличие от других прецизионных элементов, распылители работают в условиях повышенных температур. Это обстоятельство предъявляет особые требования в части правильного выбора материала распылителей, зазоров в прецизионном сопряжении, обеспечения должного качества их изготовления, правильного монтажа на двигателе и т. д.

Для распылителя по фиг. 7 является характерным выход сопловых отверстий непосредственно под уплотнительный конус иглы. Подобная конструкция обеспечивает лучшие гидравлические характеристики распылителей, но, по некоторым данным, создает менее благоприятные условия для надежности их работы по сравнению с конструкцией, у которой сопловые отверстия выходят в центральный канал.

В последнем случае конусное уплотнение в большей степени удалено от наиболее нагретых зон камеры сгорания дизеля и доступ нагретых газов к уплотнению затруднен. На распылители закрытых форсунок распространяется ГОСТ 9928—61.

Особой разновидностью закрытых рассылателей являются шифтовые рассылатели, в свою очередь, подразделяемые на «нормальные» и «дресселирующие». Такие рассылатели применяются



Фиг. 8. Штифтовый распылитель РП1,5 × 26 выпуска Ногинского завода топливной аппаратуры.

для дизелей с предварительными и вихревыми камерами или камерами в поршне и, обладая способностью в определенных пределах изменять проходное сечение, устанавливаются на тракторных двигателях, работающих в широком диапазоне чисел оборотов и нагрузок.

Пример «дресселирующего» штифтового распылителя типа РШ4,5×26 с диаметром штифта 1,5 мм и углом конуса распыливания 26° представлен на фиг. 8. В этом распылителе в начальный период подъема иглы радиальный зазор между штифтом иглы и отверстием корпуса весьма мал, что благоприятно сказывается на законе подачи топлива.

С целью устранения зависания иглы при работе величина зазора в нижней части сопряжения иглы с направляющей выбирается не менее 1,5 мм. При этом плотность распылителей по цилиндрическому зазору, контролируемая посредством гидравлического испытания профильтрованной смесью дизельного топлива с маслом вязкостью 9,9—10,9 сст при 20° С, должна соответствовать указанной в табл. 5.

Плотность запорного конуса устанавливается по результатам контроля при давлении в форсунке меньшем давления подъема иглы на 15—25 кг/см².

Таблица 5

Величина плотности распылителей по ГОСТ 9928—61

Типы распылителей	Плотность, сек, не менее	Падение давления	
		кг/см ²	н/см ²
Многодырчатый	15	От 350 до 300	От 3430 до 2940
Штифтовый, бесштифтовый и многодырчатый удлиненный	5	От 200 до 180	От 1960 до 1765

Суммарный расход топлива через распыливающие отверстия проверяется проливкой распылителей топливом при постоянном перепаде давления на специальной установке (рекомендуется 20 кг/см²) или на пневматическом приборе с ротаметром.

Распылители закрытых форсунок должны изготавливаться: корпус распылителя или направляющая иглы — из стали марки 18Х2Н4ВА ГОСТ 4543—61, игла — из стали Р18 ГОСТ 5952—51; для распылителей с отъемным сопловым наконечником допускается изготавливать корпус из сталей марок ШХ15 или ХВГ с последующей термообработкой; сопловой наконечник — из сталей ХВГ, ШХ15 или Р18. Корпус распылителя из стали марки 18Х2Н4ВА должен подвергаться цементации с глубиной слоя на рабочих поверхностях в пределах 0,5 ÷ 0,9 мм.

Детали распылителя должны быть подвергнуты термообработке, стабилизирующей размеры.

Гарантийный срок службы распылителей составляет 1500 часов работы для быстроходных и 2000 часов — для остальных дизелей.

В табл. 6 и 7 приведены некоторые технические требования, предъявляемые к плунжерным парам и форсункам серийно выпускаемых дизелей.

Существующие конструкции прецизионных элементов топливной аппаратуры отличаются большим разнообразием. В част-

Данные по плунжерным парам отечественных дизелей

Заводское обозначение или марка детали	Материал плунжера (сталь)	Материал втулки (сталь)	Твердость материала плунжера HRC	Твердость материала втулки, HRC	Гидравлическая плотность пары, сек	Чистота обработки поверхностей плунжера и втулки	Угол подъема спирали плунжера, град
K-150	ШХ15	ШХ15	60—64	60—64	—	▽11	36°
ЯМЗ-236	25Х5МА	25Х5МА	820—1000 *	820—1000 *	20 и выше	▽12/▽13	35° 16' 25"
Д-6	ШХ15	ШХ15	59—63	59—63	6—20	▽12	32° 28'
М50-4	ХВГ	ХВГ	59—63	59—63	12—16	▽12	34° 27'
ДСП19/30	ШХ15	ШХ15	60—63	60—63	12—35	▽12	34° 18'
2Д-100	ШХ15	ШХ15	60—63	60—63	22—32	▽12	42° 30'
Ч23/30	ШХ15	ШХ15	62—65	62—65	20—40	▽12	36° 15'
ДР30/50	ХВГ	ХВГ	58—62	58—62	35—60	▽12	—
Д-50	ШХ15	ШХ15	61—63	60—63	40—80	▽12	51° 50'
Ч36/45	ХВГ	12ХНВА	58—62	56—60	20—30	▽12	37° 25'
ДР43/61	ХВГ	ХВГ	58—62	58—62	50—90	▽12	—

* Твердость по Виккерсу.

ности, головки плунжеров золотникового типа выполняются с регулированием подачи топлива по концу подачи, началу подачи и смешанным регулированием.

Помимо плунжерных пар золотникового типа для дизелей судового назначения сравнительно широко применяются плунжерные пары с гладким плунжером (фиг. 9), отличающиеся повышенной долговечностью.

В целях увеличения долговечности плунжерных пар золотникового типа, особенно в последнее время, наметилась тенденция повсеместного использования плунжеров-золотников с увеличенной длиной уплотняющей части головки (фиг. 10). Такие плунжеры одновременно и более технологичны, поскольку при доводке диаметра на обкаточных станках с большой точностью обеспечивается концентричность головки, сплошность которой по периметру не нарушается продольной канавкой (см. фиг. 5 и 10).

На фиг. 11 представлены различные конструкции нагнетательных клапанов, выполненные с отсасывающим пояском (фиг. 11, а, б, в, г) и без отсасывающего пояска (фиг. 11, д).

Данные по распылителям отечественных дизелей

Заводское обозначение или марка дизеля	Материал корпуса распылителя (направляющей) Материал сопла	Материал иглы	Твердость направляющей, НРС	Твердость иглы, НРС	Чистота прецизионных поверхностей иглы и направляющей	Гидравлическая плотность распылителя, сек
K-150	18X2H4BA	P18	56—60	60—63	▽11	10—20
ЯМЗ-236	18X2H4BA	P18	56—60	60—65	▽12	10—38
Д-6	18X2H4BA	P18	58—62	60—63	▽12	—
M50-4	18X2H4BA	P18	56—60	60—63	▽12	20—30
ДСП19/30	18X2H4BA	P18	58—62	60—63	▽12	—
2Д-100	18X2H4BA ШХ15	P18	55—60	60—63	▽12	30—100
Ч23/30	XBG	XBG	62—64	62—65	▽12	20—30
ДР30/50	18X2H4BA	P18	58—62	60—63	▽12	10—14
Д-50	18X2H4BA	P18	58—62	60—63	▽12	15—30
Ч36/45	18X2H4BA XBG	P18	58—61	62—65	▽12	20—40
ДР43/61	XBC XBG	P14	58—62	60—64	▽12	30—65

Величина отсасывающего объема клапана подсчитывается по выражению:

$$q_{отс} = \frac{\pi d_k^2}{4} h_{отс}, \quad (1)$$

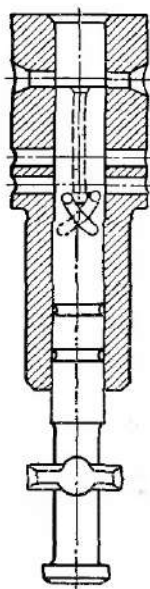
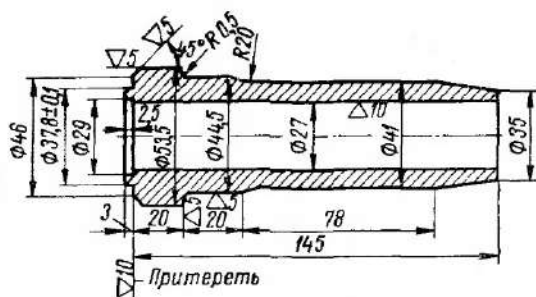
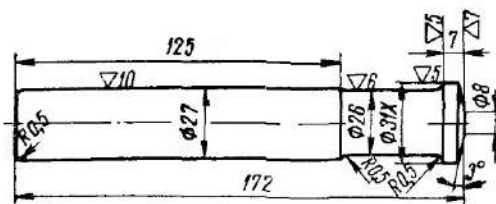
где d_k — диаметр клапана;

$h_{отс}$ — отсасывающий ход клапана.

В целях исключения поломки пружины и увеличения надежности работы узла нагнетательного клапана конструкция этого узла нередко предусматривает наличие ограничителя подъема (фиг. 11, б, д). В отдельных случаях применяются так называемые двухсторонние нагнетательные клапаны, полностью разгружающие нагнетательный трубопровод от остаточного давления.

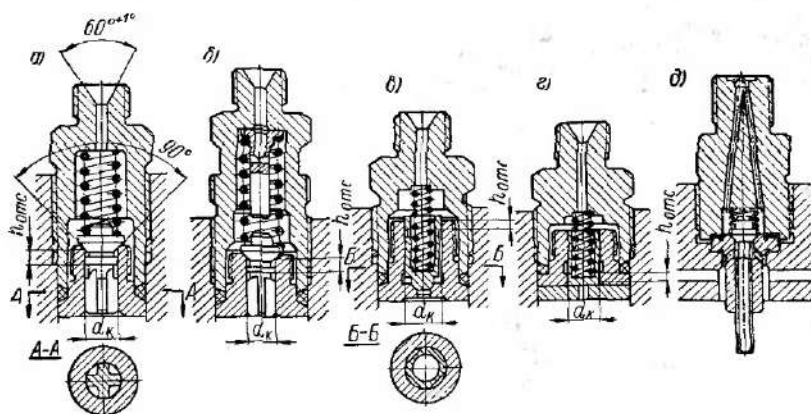
Топливопроводы высокого давления

Топливопроводы высокого давления (нагнетательные трубопроводы) предназначены для подачи топлива от насоса к форсунке; из-за гидродинамических явлений они могут существенно



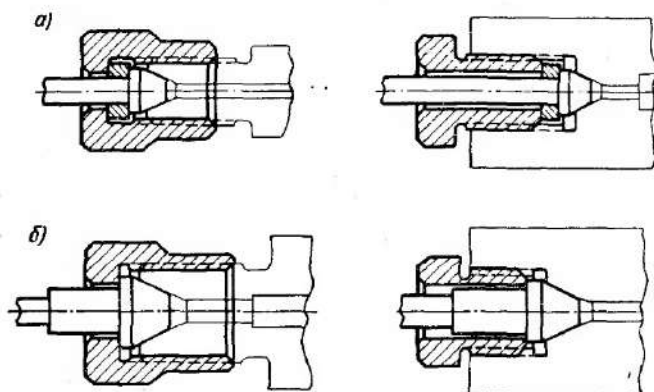
Фиг. 9. Гладкий плунжер (плунжер и втулка) дизеля М6V 40/46.

Фиг. 10. Плунжерная пара (в сборе) дизеля типа М-50.



Фиг. 11. Типы нагнетательных клапанов: а, б, в, г — с отсасывающим пояском; д — без отсасывающего пояска.

искажать закон топливоподачи и приводить к нежелательному дополнительному подъему иглы форсунки после впрыска.



Фиг. 12. Типы соединений по ГОСТ 8519—57: а — с высаженным наконечником (конусом); б — с припаянным наконечником.

На нагнетательные трубопроводы распространяются ГОСТ 8519—57 и ГОСТ 11017—64. Последний предусматривает применение стальных бесшовных цельнотянутых труб (табл. 8). ГОСТ 8519—57 включает четыре типа соединений (фиг. 12), которые однако не охватывают полностью все зарекомендовавшие

Таблица 8

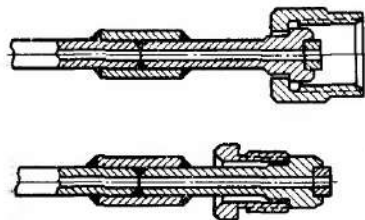
Трубы стальные бесшовные для трубопроводов дизелей по ГОСТ 11017—64
Размеры, мм

Наружный диаметр труб	Внутренний диаметр труб	Допускаемые отклонения		Наружный диаметр труб	Внутренний диаметр труб	Допускаемые отклонения	
		по наружному диаметру	по внутреннему диаметру			по наружному диаметру	по внутреннему диаметру
6	2	$\pm 0,3$	$\pm 0,15$	10	3	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$
7	1,5	$\pm 0,3$	$\pm 0,15$	11	3,5	$\pm 0,4$	$\pm 0,3$
7	2	$\pm 0,3$	$\pm 0,15$	11	4	$\pm 0,4$	$\pm 0,3$
7	2,5	$\pm 0,3$	$\pm 0,15$	12	3,5	$\pm 0,4$	$\pm 0,3$
8	2,6	$\pm 0,3$	$\pm 0,2$	13	4	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$
8	3	$\pm 0,3$	$\pm 0,25$	13	5	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$

Примечание. Срок введения стандарта в действие с 1/VII 1965 г.

себя к настоящему времени конструкции присоединений. В связи с этим ГОСТ 8519—57 в целом устарел и требует пересмотра.

На фиг. 13, в частности, приведена не предусмотренная ГОСТ 8519—57 сравнительно распространенная конструкция присоединения с плоским уплотнением, используемая на судовых двигателях типа Д и ДР43/61. В данной конструкции наконечник приварен к трубке и стык для гарантии от поломок при вибрациях дополнительно заключен в припаянную по концам муфту; хвостовик наконечника утолщен для усиления.



Фиг. 13. Конструкции присоединений с приваренным наконечником и муфтой.

Характерной особенностью конусных соединений, гарантирующей необходимую плотность, является разница в углах конусности высаженного конца трубы (наконечника) и гнезда корпуса. При установленном угле конуса гнезда в $60^\circ \pm 1^\circ$ угол конуса у высаженного конца трубы составляет $59^\circ - 1^\circ$.

Нагнетательные трубопроводы являются ответственным элементом топливной аппаратуры, от которых в значительной степени зависит обеспечение надежной и качественной работы дизелей в эксплуатации.

В связи с этим к ним предъявляется целый ряд технических требований.

В общем случае топливопроводы высокого давления должны:

- 1) иметь минимально возможные длину и внутренний диаметр;
- 2) по возможности быть равными по длине в комплекте на двигатель;
- 3) быть достаточно прочными и жесткими;
- 4) обеспечивать надежное уплотнение в местах присоединений;
- 5) не иметь внешних и внутренних дефектов (забоины, риски, ржавчина, окалина и др.).

2. ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

В целях обеспечения необходимых эксплуатационных характеристик дизелей топливная аппаратура должна удовлетворять целому ряду требований и ее количественные и качественные показатели работы должны быть оговорены вполне определенными техническими условиями.

По рекомендации ЦНИДИ, эти условия включают:

- 1) номинальную величину и пределы изменения цикловой подачи топлива;

2) равномерность распределения топлива по цилиндрам двигателя;

3) равномерность распределения топлива по сопловым отверстиям распылителя;

4) минимальные обороты топливного насоса, соответствующие подаче холостого хода двигателя;

5) коэффициент подачи;

6) качество распыливания топлива;

7) фактическую продолжительность и опережение впрыска;

8) характеристику подачи;

9) закон топливоподачи;

10) скоростную характеристику;

11) срок службы.

Номинальная величина цикловой подачи топлива, или подача топлива за рабочий ход плунжера, устанавливается в соответствии с заданной цилиндровой мощностью двигателя и определяется по выражению:

$$g_u = \frac{N_{e,u} g_e}{60 n_k} \text{ г/цикл}, \quad (2)$$

где $N_{e,u}$ — номинальная цилиндровая мощность двигателя, э. л. с;

g_e — удельный расход топлива, г/л. с. ч;

n_k — число оборотов кулачкового вала, об/мин.

Практически при проектировании принимаются гарантированные запасы производительности, обеспечивающие предусмотренную по ГОСТ 10150—62 перегрузку стационарных и судовых дизелей (10%) и компенсацию потери производительности топливной аппаратуры в процессе ее эксплуатации.

Максимальная цикловая подача обычно принимается на 25—30% более номинальной.

Пределы изменения цикловой производительности зависят от диапазона рабочих нагрузок дизеля. При обычных значениях удельного расхода топлива и механического к. п. д. дизелей изменение цикловой подачи топлива в диапазоне от холостого хода до номинальной нагрузки для дизелей без наддува лежит в пределах соотношений $1 : 4 \div 5$.

В случае форсирования дизелей путем наддува, верхний предел цикловой производительности с достаточным приближением можно считать пропорциональным степени наддува.

Равномерность (допустимая неравномерность) распределения топлива по цилиндрам двигателя устанавливается на режимах номинальной подачи и подачи холостого хода. Численно она регламентирована ГОСТ 10578—63 (табл. 9) и рассчитывается по выражению:

$$\sigma = \frac{2(V_{\max} - V_{\min})}{V_{\max} + V_{\min}} 100\%, \quad (3)$$

где V_{\max} — объемное или весовое количество топлива, подаваемое секцией с максимальной производительностью;
 V_{\min} — то же с минимальной производительностью.

Таблица 9

Допускаемая неравномерность подачи топлива σ по ГОСТ 10578—63

Число плунжерных секций в топливном насосе	σ в %, не более			
	На режиме номинальных оборотов и полной подачи		На режиме подачи холостого хода при максимальных или минимальных оборотах холостого хода для автотракторных двигателей, номинальных — для стационарных и минимальных оборотах холостого хода — для тепловозных и судовых дизелей	
			Со стендовыми форсунками	
	при регулировке	при проверке	при регулировке	при проверке
2	3	6	20	25
3	3	6	25	30
4	3	6	30	35
6	3	6	35	40
8	3	6	40	50
10	3	6	45	60
12 и выше	4	8	55	75

Примечание. При регулировке насоса со штатными форсунками (закрепленными за определенной секцией насоса), неравномерность подачи должна соответствовать указанной в табл. 9 при регулировке со стендовыми форсунками.

Рассматриваемый показатель σ характеризует идентичность условий работы цилиндров многоцилиндрового двигателя.

Неравномерность распределения топлива по сопловым отверстиям аналогично предыдущему должна рассчитываться в зависимости от пропускной способности сопловых отверстий, максимально отличающихся по производительности,

$$\delta = \frac{2(v_{\max} - v_{\min})}{v_{\max} + v_{\min}} 100\%, \quad (4)$$

где v_{\max} — объемное или весовое количества топлива, проходящее через сопловое отверстие распылителя с максимальной производительностью;

v_{\min} — то же с минимальной производительностью.

Указанный показатель δ в связи с общими тенденциями совершенствования дизелей (мощность, экономичность) в последнее время приобретает важное значение. Так, по данным [18], в про-

цессе проведенных испытаний минимальный расход топлива опытным тракторным дизелем ДЗ7М с объемноплунжерным смесеобразованием при повышении степени неравномерности δ от нуля до 20% увеличился на 8—9 г/л. с. ч при 1600—1800 об/мин и на 14 г/л. с. ч при 2000 об/мин.

При этом особенно заметное влияние неравномерности подачи на рабочий процесс двигателя имело место в интервале $0 \div 10\%$, в котором экономичность дизеля ухудшалась наиболее резко. В зависимости от качества изготовления распылителей фактические нормы неравномерности в отдельных случаях могут составлять до 50%. Контрольные нормы неравномерности δ , рекомендуемые ЦНИДИ для производства, представлены в табл. 10.

Таблица 10

Рекомендуемые нормы неравномерности δ распределения топлива по сопловым отверстиям распылителей

Количество сопловых отверстий	4	5	6	7—8	9 и более
Допустимая неравномерность δ , %, не более	6	8	10	12	15

Собственно, неравномерность распределения топлива по сопловым отверстиям распылителей рекомендуется определять проливкой дизельным топливом при перепаде давления в 4—5 кг/см² по результатам одновременного замера количества топлива, проходящего через каждое сопловое отверстие за определенный промежуток времени.

Минимальные обороты топливного насоса предусматривают обеспечение условий для стабильной работы дизелей на режимах холостых ходов и малых нагрузок. Для главных судовых дизелей по ГОСТ 10150—62 минимально устойчивое число оборотов должно быть не более 30% от номинального числа оборотов.

Коэффициент подачи топливной аппаратуры характеризует ее конструктивные особенности. Численно он представляет собой отношение фактически поданного через форсунку количества топлива к теоретически возможному для данного геометрического полезного хода плунжера и рассчитывается по выражению:

$$\eta_v = \frac{4g_n}{\pi d_n^2 h_n \gamma_m}, \quad (5)$$

где d_n — диаметр плунжера;

h_n — геометрический полезный ход плунжера;

γ_m — удельный вес топлива.

Коэффициент подачи η_v характеризует конструктивные особенности топливной аппаратуры и, во избежание неэкономич-

ного использования рабочего объема плунжерной пары и создания громоздких и ненадежных конструкций топливных насосов, он не должен быть слишком малым. Коэффициент подачи зависит от многих конструктивных факторов (гидравлическая плотность плунжерных пар, способ регулирования подачи, скорость плунжера, внутренний объем системы высокого давления и т. д.); его рекомендуемое численное значение не менее 0,8.

Качество распыливания топлива оценивается мелкостью распыливания, которая обычно укладывается в диапазон диаметров капель от 5 до 120 мк.

Существует много способов определения фактических диаметров капель при распыливании топлива. Наиболее употребительным из них является способ улавливания капель на узкую закопченную пластину, дополнительно покрытую сверху слоем окиси магния (белый налет обеспечивает контрастность отпечатков капель), с последующим визуальным подсчетом количества отпечатков по группам диаметров посредством микроскопа с мерными делениями.

Во избежание значительной деформации (расплющивания) капель при ударе о слой сажи и получения больших погрешностей при подсчетах, толщина слоя копоти, по данным [30], должна быть не менее 1,3—1,5 от замеряемого диаметра капель d_k .

При невыполнении последнего условия необходимо вводить расчетную поправку на диаметр отпечатка в соответствии со значением безразмерного критерия Вебера

$$We = \frac{\rho v^2 d_k}{\alpha}, \quad (6)$$

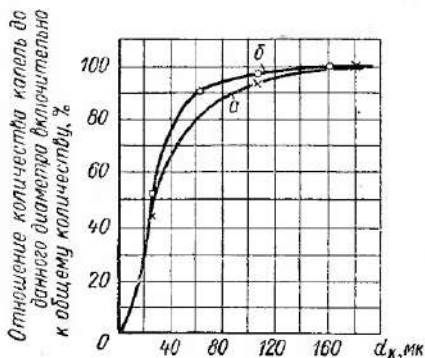
где ρ — плотность топлива;

v — скорость капли при ударе о слой сажи;

α — коэффициент поверхностного натяжения топлива.

Для тонких слоев сажи (менее $0,15 d_k$) отношение диаметра отпечатка d_k^* к фактическому диаметру капли d_k составляет

$$\frac{d_k^*}{d_k} = 0,77 We^{0,2}. \quad (7)$$



Фиг. 14. Суммарная характеристика распыливания опытной топливной аппаратуры для дизеля 2Д-100 на режимах малых подач и чисел оборотов (цикловая подача $g_{ц} = 0,055$ г/цикл; число оборотов кулачкового вала $n_k = 390$ об/мин): а — распылитель $3 \times 0,56$ мм; б — распылитель $6 \times 0,35$ мм.

Улавливание единичного впрыска с целью оценки качества распыливания следует производить при строго определенном расстоянии пластины от соплового отверстия распылителя. Обычно это расстояние принимается равным 500 мм, что обеспечивает достаточную плотность отпечатков капель и исключает размыв сажи в местах наибольшей концентрации топлива (для многодырчатых распылителей — в центре отпечатков). Полученные при микроскопическом анализе результаты используются для построения суммарных характеристик распыливания, аналогичных представленным на фиг. 14 для тепловозного дизеля типа 2Д-100.

Для оценки осредненного значения диаметра капель используются различные методы, но обычно применяются методы расчета среднего поверхностного и среднего объемного диаметра.

В первом случае расчет производится по выражению

$$d'_{\kappa, \text{cp}} = \sqrt{\frac{\sum (id_{\kappa}^2)}{i_0}}, \quad (8)$$

а во втором — по выражению

$$d''_{\kappa, \text{cp}} = \sqrt[3]{\frac{\sum (id_{\kappa}^3)}{i_0}}, \quad (9)$$

где $\sum (id_{\kappa}^2)$ — арифметическая сумма произведений числа капель данного размера на квадрат их диаметра;

$\sum (id_{\kappa}^3)$ — арифметическая сумма произведений числа капель данного диаметра на куб их диаметра;

i_0 — общее количество учтенных капель всех диаметров.

Расчеты процесса испарения распыленного топлива часто ведутся с использованием среднего диаметра, «взвешенного» по удельной поверхности:

$$d'''_{\kappa, \text{cp}} = \frac{\sum (id_{\kappa}^3)}{\sum (id_{\kappa}^2)}. \quad (10)$$

Качество распыливания зависит от давления впрыска, условий подвода топлива к сопловым отверстиям и их диаметра. По ряду данных, например [17], средний диаметр капель от плотности среды, в которую осуществляется впрыск, не изменяется.

В связи с трудностями конкретного определения качества распыливания, последнее задается косвенно — указанием в технических условиях на проектирование топливной аппаратуры максимального давления впрыска, давления затяга пружины иглы форсунки и ориентировочного диаметра сопловых отверстий распылителя. При этом качество распыливания

для обеспечения удовлетворительных индикаторных показателей дизеля устанавливается экспериментально на опытных образцах дизелей. Практические значения указанных выше показателей для некоторых двигателей представлены в табл. 11.

Фактические продолжительность и опережение впрыска характеризуют относительное расположение действительных фаз процесса топливоподачи по фазам процессов сжатия и расширения в цилиндре дизеля.

Для получения наилучших индикаторных показателей рабочего процесса эти фазы должны быть строго регламентированы и выбраны в соответствии с

результатами доводки конкретных двигателей. При этом опережение впрыска связано только с регулировкой топливной аппаратуры непосредственно на двигателе и в обычных случаях не является неперенным условием проектирования.

Для большинства дизелей фактическая или действительная продолжительность впрыска лежит в пределах $18 \div 25^\circ$ угла поворота коленчатого вала (п. к. в.).

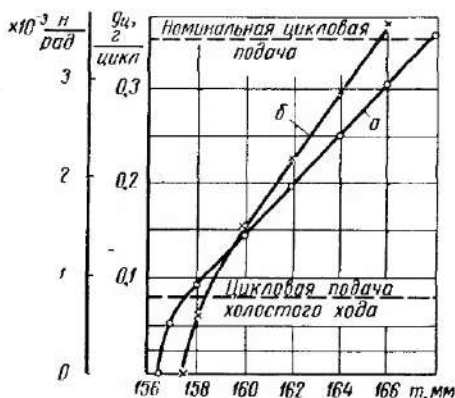
Следует иметь в виду, что действительные фазы процесса впрыска топлива не соответствуют геометрическим фазам, которые определяются момен-

тами геометрического начала (сжатие топлива плунжером) и конца (отсечки) подачи. Практически на двигателе устанавливается геометрическое опережение впрыска, во всех случаях указываемое в инструкциях по эксплуатации и технических условиях на поставку дизелей как регулировочный параметр (см. табл. 11).

Характеристика подачи топлива представляет собой зависимость цикловой подачи от положения регулировочной рейки топливного насоса при неизменном числе оборотов кулачкового вала (фиг. 15).

Конкретно в технических условиях должен быть оговорен ход регулировочной рейки от положения полного выключения до положения номинальной (максимальной) подачи. Характеристика подачи топлива должна быть увязана с характеристиками регулятора.

Скоростная характеристика топливной аппаратуры оценивается полем кривых цикловых подач в зависимости от числа оборотов



Фиг. 15. Характеристика подачи опытной топливной аппаратуры для дизеля 2Д-100: а — $n_k = 830$ об/мин; б — $n_k = 402$ об/мин.

**Основные характеристики топливной аппаратуры ряда дизелей
отечественного производства**

Заводское обозначение или марка	Эффективная мощность дизеля N_e		Число оборотов дизеля n		Диаметр плунжера топливного насоса, d_n	Диаметр нагнетательного клапана d_k	Распылитель: число сопловых отверстий \times диаметр отверстия $n \times d$	Диаметр распылителя, $d_{\text{р}}$
	л. с.	квт	об/мин	рад/сек	мм	мм	мм	мм
4Ч8,5/11	20	14,7	1500	157,0	5	4	РШ1,5×26	5
К-150 (6ЧСП12/14)	80	58,8	1500	157,0	8,5	6	РШ1,5×12	6
Д-6 (6Ч15/18)	150	110	1500	157,0	10	8	7×0,25	6
6Ч18/22	150	110	750	78,5	10	8	8×0,3	6
6ДСП19/30	300	221	600	62,8	12	8	7×0,25	6
М50-4	1000	735,5	1700	177,9	13	7	8×0,35	6
2Д-100	2000	1471	850	89,0	13	13	3×0,56	7
6Ч23/30	450	331	1000	104,7	14	8	(2 форсунки) 8×0,3	6
6Ч25/34	300	221	500	52,3	14	10	8×0,35	6
6ЧН25/34	600	442	500	52,3	16	10	10×0,35	6
6ДР30/50	600	442	300	31,4	18	9	8×0,35	6
Д-50	1000	735,5	750	78,5	20	14	9×0,35	8
6Ч36/45	600	442	375	39,2	20	12	10×0,35	8
6ЧН36/45	1200	884	375	39,2	22	14	10×0,45	8
8ДР43/61	2000	1471	250	26,2	25	6	12×0,4	10
7ДКРН74/160	8750	6440	115	12,0	38	Без клапана	4×0,95 (2 форсунки)	14

Заводское обозначение или марка	Давление затяга форсунки P_0		Максимальное давление впрыска P_m		Фактическая продолжительность впрыска Φ		Геометрическое опережение впрыска, Ψ_2	
	кг/см ²	н/см ²	кг/см ²	н/см ²	град п. к. в. *	рад	град п. к. в. *	рад
4Ч8,5/11	125	1227	180	1767	20	0,35	18 ÷ 26	0,32 ÷ 0,46
К-150 (6ЧСП12/14)	120	1178	200	1960	16	0,28	18 ÷ 20	0,32 ÷ 0,35
Д-6 (6Ч15/18)	210	2060	450	3930	28	0,42	28 ÷ 30	0,49 ÷ 0,53
6Ч18/22	220	2160	350	3440	21	0,37	25 ÷ 27	0,44 ÷ 0,47
6ДСП19/30	200	1960	280	2750	17	0,30	16 ÷ 18	0,28 ÷ 0,32
М50-4	210	2060	500	4910	32	0,56	29 ÷ 31	0,51 ÷ 0,54
2Д-100	210	2060	540	4420	18	0,32	15 ÷ 17	0,26 ÷ 0,30
6Ч23/30	210	2060	610	5990	39	0,68	35 ÷ 37	0,61 ÷ 0,65
6Ч25/34	210	2060	430	4220	25	0,44	20 ÷ 22	0,35 ÷ 0,39
6ЧН25/34	220	2160	550	5400	30	0,53	14 ÷ 16	0,25 ÷ 0,28
6ДР30/50	220	2160	350	3440	18	0,32	18 ÷ 23	0,32 ÷ 0,40
Д-50	275	2700	590	5790	31	0,54	29 ÷ 30,5	0,51 ÷ 0,54
6Ч36/45	200	1960	700	6870	21	0,37	16 ÷ 22	0,28 ÷ 0,39
6ЧН36/45	200	1960	700	6870	24	0,42	8 ÷ 10	0,14 ÷ 0,18
8ДР43/61	240	2355	420	4120	15	0,26	13	0,23
7ДКРН74/160	300	2950	580	5690	20	0,35	6	0,11

* град п. к. в. —градусов угла поворота коленчатого вала дизеля.

кулачкового (коленчатого) вала при неизменных положениях регулировочной рейки.

Для улучшения тяговых свойств двигателей транспортного назначения при положении регулировочной рейки «до упора» необходимо некоторое увеличение подачи топлива с уменьшением числа оборотов.

То же самое необходимо и для стабилизации процесса работы судовых и транспортных дизелей на режимах холостых ходов и малых нагрузок.

Обычный вид скоростных характеристик не соответствует желаемому, и потому практически нередко возникает необходи-

мость в их коррекции, которая позволяет заметно улучшить эксплуатационные показатели дизелей.

Закон топливоподачи характеризуется относительным распределением топлива в процессе единичного впрыска топлива (фиг. 16). Он в существенной степени влияет на динамические показатели рабочего цикла и потому является одним из факторов надежной работы дизелей и их срока службы.

Общее требование, предъявляемое к закону подачи, заключается в

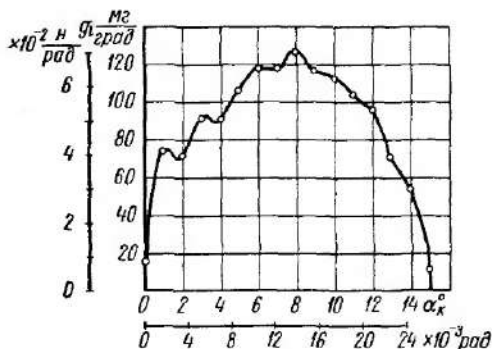
обеспечении впрыска относительно малой порции топлива в период задержки или запаздывания самовоспламенения и подачи основной порции во второй фазе процесса единичного впрыска.

Срок службы топливной аппаратуры определяет продолжительность ее надежной работы.

Гарантийный срок службы топливных насосов и форсунок устанавливается по ГОСТ 10578—63 и ГОСТ 10579—63 и равен для быстроходных дизелей 3000 ч и тихоходных — 5000 ч.

3. ТОПЛИВНЫЕ НАСОСЫ С МЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ПЛУНЖЕРА

Топливные насосы обычного типа с механическим приводом плунжера наиболее распространены в практике. Их преимуществом, несмотря на трудность обеспечения качественного распыливания в широком диапазоне цикловых подач и чисел оборотов, является относительная простота и сравнительная легкость до-



Фиг. 16. Закон подачи топливной аппаратуры дизеля Д-50 с тангенциальным профилем топливного кулачка (цикловая подача $g_4 = 1,24 \text{ г/цикл}$; число оборотов кулачкового вала $n_k = 375 \text{ об/мин}$).

стижения необходимых параметров впрыска на заданном режиме работы двигателя. По данной причине, за исключением случаев, связанных с высоким наддувом дизелей и их длительной работой на переменных режимах, особенно на холостых ходах и малых нагрузках, использование топливных насосов с механическим приводом плунжера существенно облегчает доводку теплового процесса дизеля.

Основной недостаток подобных топливных насосов связан с существенным снижением давления впрыска и ухудшением качества распыливания по мере уменьшения числа оборотов и нагрузки двигателя. При этом может иметь место и нарушение стабильности подачи от цикла к циклу, что ограничивает численное значение минимально устойчивых оборотов холостого хода дизеля и ухудшает экономичность его работы на частичных нагрузках.

В порядке компенсации указанных основных недостатков, нередко приходится резко увеличивать давление впрыска на номинальном режиме работы и, таким образом, создавать предпосылки для возникновения новых трудностей в части механической надежности и долговечности топливной аппаратуры.

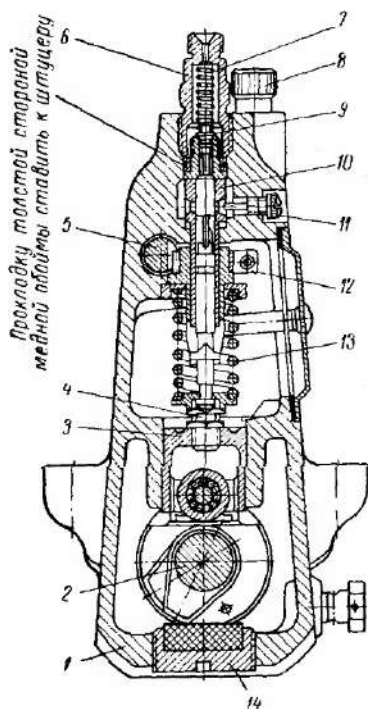
Наиболее широкое применение находит одна из простейших разновидностей топливных насосов обычного типа с регулировкой фаз впрыска посредством плунжера-золотника. Второй разновидностью топливных насосов с механическим приводом плунжера являются насосы с клапанным регулированием и гладким плунжером (в отдельных случаях со смешанным регулированием), которые в основном используются для судовых дизелей средней и большой мощности.

Топливные насосы с золотниковым регулированием

Типичным представителем золотниковых топливных насосов с собственным кулачковым валом является топливный насос, устанавливаемый на быстроходных двигателях семейства В-2. Поперечный разрез этого насоса показан на фиг. 17, а принцип его действия аналогичен принципу действия указанной выше секции топливного насоса без собственного кулачкового вала (см. фиг. 2).

Рассматриваемый 12-плунжерный топливный насос с ходом и диаметром плунжеров соответственно 10 и 12 мм имеет кулачковый вал с двумя париковыми подшипниками и двумя промежуточными подшипниками скольжения; на насосе установлен механический регулятор. Роликовый толкатель 3 насоса монтируется через нижнее отверстие для пробки 14 при вынутом кулачковом вале 2, а плунжерная пара может быть установлена в корпусе насоса 1 сверху при снятом штуцере 6 и вынутом

нагнетательном клапане 9. Во избежание проворачивания толкателя вокруг своей оси, выступающая часть оси ролика входит в продольный паз корпуса, в связи с чем толкатель при вращении кулачкового вала 2 может совершать только возвратно-поступательное движение. Количественная регулировка подачи топлива производится по концу подачи отсечной винтовой кром-

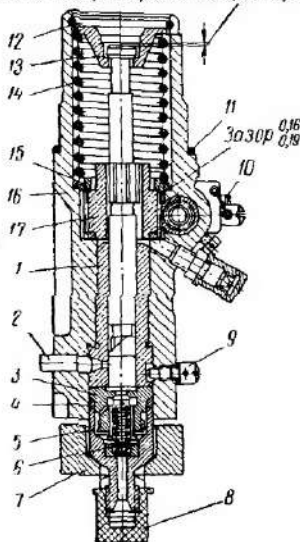


Фиг. 17. Топливный насос с собственным кулачковым валом дизеля В-2:

1 — корпус насоса; 2 — кулачковый вал; 3 — роликовый толкатель; 4 — регулировочный болт; 5 — регулировочная рейка; 6 — штуцер высокого давления; 7 — пружина нагнетательного клапана; 8 — пробка для заливки масла; 9 — нагнетательный клапан; 10 — плунжерная пара; 11 — фиксирующий винт; 12 — поворотный механизм; 13 — возвратная пружина; 14 — монтажная пробка с войлочной подушкой для смазки кулачка.

тельное движение. Количественная регулировка подачи топлива производится по концу подачи отсечной винтовой кром-

Торец плунжера должен утопать относительно торца тарелки не более 0,24 мм



Фиг. 18. Топливный насос без собственного кулачкового вала дизеля 2Д-100:

1 — плунжерная пара; 2 — монтажная заглушка; 3 — нагнетательный клапан; 4 — уплотнительная прокладка; 5 — штуцер высокого давления; 6 — ограничитель хода клапана; 7 — нажимной фланец; 8 — защитный колпачок; 9 — фиксирующий винт; 10 — стопорный винт; 11 — регулировочные прокладки; 12 — стопорное кольцо; 13 — тарелка плунжера; 14 — пружина; 15 — опорное кольцо; 16 — корпус насоса; 17 — поворотная шестерня.

кой головки плунжера, а момент начала впрыска в определенных пределах может регулироваться (при заводской регулировке) изменением осевого положения плунжера посредством болта 4 толкателя 3. Отсасывающий объем нагнетательного клапана составляет 95 мм³.

Топливо, необходимое для питания насоса, подается в специальный канал корпуса насоса через штуцер, расположенный с торца корпуса. Масло для смазки приводного устройства роликового толкателя заливается через закрытый пробкой 8 штуцер, в котором одновременно помещается и шуп уровня.

Широко применяемый на тепловозных дизелях 2Д-100 топливный насос без собственного кулачкового вала (фиг. 18) с диаметром плунжера 13 мм отличается наличием одного отверстия во втулке плунжера и отсутствием отсасывающего пояса у нагнетательного клапана.

По результатам сравнительных испытаний, первоначальный износ плунжерных пар с одним окном во втулке протекает менее интенсивно, чем у обычных плунжерных пар с двумя окнами. Таким образом, при относительно малых исходных зазорах плунжерная пара с одним окном создает благоприятные условия для обеспечения стабильной и равномерной подачи топлива в течение длительного срока эксплуатации.

В связи со своеобразным монтажом насоса на двигателе 2Д-100, нагнетательный клапан 3 имеет специальное сверление для выпуска воздуха при первоначальном заполнении системы топливом.

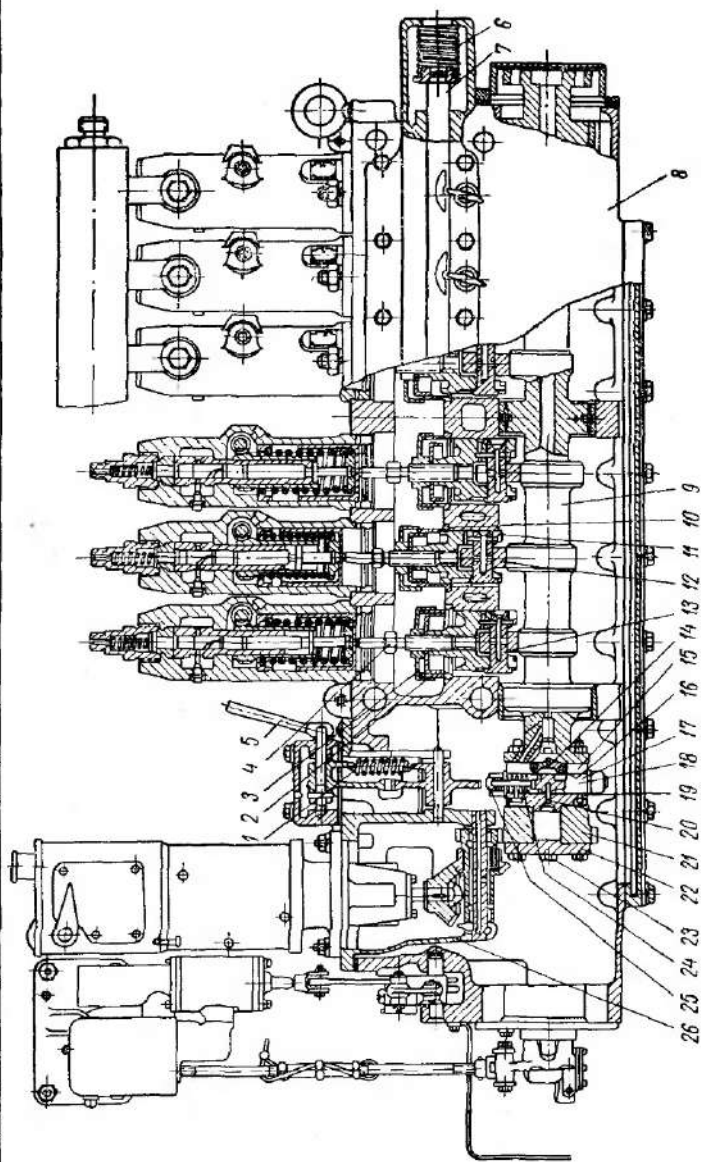
Примером комбинированной конструкции топливного насоса с плунжером-золотником может служить насос тепловозного дизеля Д-50 (фиг. 19). Для этого насоса (диаметр плунжера 20 мм) характерен монтаж отдельных плунжерных секций и регулятора на автономном приводе с кулачковым валом.

По всем другим конструктивным особенностям данный насос в принципе не отличается от уже рассмотренных ранее.

На фиг. 20 представлена прогрессивная конструкция спаренного малогабаритного насоса золотникового типа с регулировкой по началу подачи, разработанная в ЦНИДИ для быстроходного двухтактного дизеля типа Д17/2 × 20 с высоким наддувом. При диаметре плунжера 13 мм две секции насоса обеспечивают цилиндрическую мощность двигателя со встречно движущимися поршнями и прямоточной продувкой до 300 л. с.

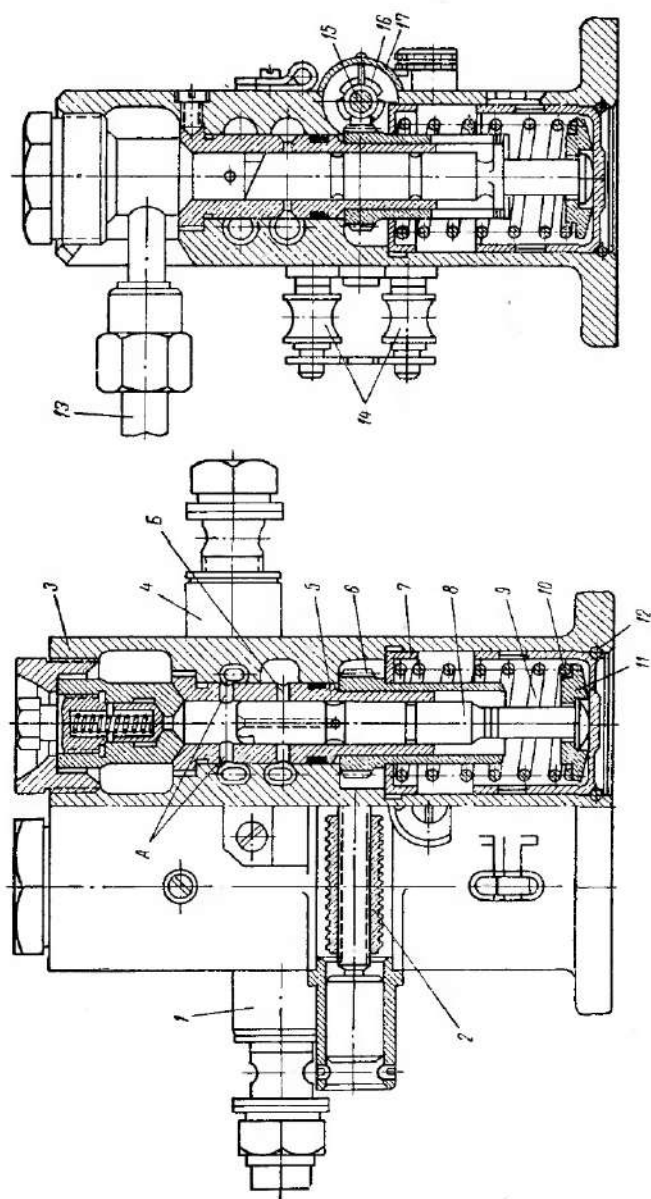
Особенностью насоса следует считать разделение каналов питания топливом и отсечки, что гарантирует бесперебойный впрыск при весьма значительном числе подач ($n = 1500$ об/мин). Регулировка секций по производительности осуществляется зубчатым валиком 16, могущим при вращении передвигаться продольно по винтовому валику 15 и фиксируемым от произвольного относительного смещения в процессе работы специальным зубом крышки 17. Этот зуб после регулировки секций допускает только продольное смещение зубчатого валика вместе с винтовым валиком.

На фиг. 21 показан поперечный разрез топливного насоса для двухтактного крейцкопфного реверсивного судового дизеля



Фиг. 19. Топливный насос дизеля Д-50:

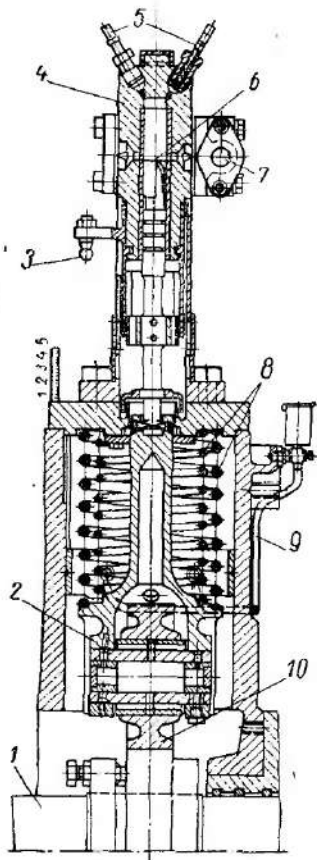
1 — пружина выключющего устройства; 2 — стакан; 3 — манжета; 4 — болт толкателя; 5 — рукоятка выключющего устройства; 6 — пружина; 7 — тяга; 8 — корпус насоса; 9 — кулачковый вал; 10 — стакан; 11 — толкатель; 12 — ролик; 13 — палец; 14 — рычаг предельного регулятора; 15 — корпус предельного регулятора; 16 — рычаг; 17 — груз; 18 — сердечник; 19 — ограничитель хода; 20 — конический штифт; 21 — шестерня регулятора; 22 — крышка; 23 — болт; 24 — пружина; 25 — регулирующая гайка; 26 — корпус привода регулятора.



Фиг. 20. Топливный насос конструкции ЦНИИ для дизеля ДН17/2 × 20:

1 — штуцер отвода отсечного топлива; 2 — регулировочная рейка; 3 — корпус насоса; 4 — штуцер подвода топлива; 5 — втулка плунжера; 6 — поворотная втулка; 7 — верхняя тарелка; 8 — плунжер; 9 — пружина; 10 — направляющий стакан; 11 — нижняя тарелка; 12 — статорное кольцо; 13 — трубка высокого давления; 14 — направляющие ролики для тяги управления; 15 — винтовой валик; 16 — зубчатый валик; 17 — крышка; А — впускные окна втулки; Б — отсечные окна.

с наддувом фирмы «Бурмайстер и Вайн» 50 VTF 110 с цилиндровой мощностью 580 л. с. при $n = 170$ об/мин. Плунжер 6 этого насоса диаметром 28 мм, подающий топливо одновременно к двум форсункам, приводится в действие обычным роликовым толкателем 2. Во избежание перебоев в подаче из-за гидравлических импульсов, в системе питания насоса устанавливается амортизатор колебаний пружинного типа.



Фиг. 21. Топливный насос дизеля 50 VTF 110:

1 — кулачковый вал; 2 — роликовый толкатель; 3 — поворотное устройство; 4 — корпус насоса; 5 — плунжер; 6 — фланец подвода топлива; 7 — возвратные пружины; 8 — трубопровод для смазки узла ролика толкателя; 9 — ролик толкателя; 10 — ролик толкателя.

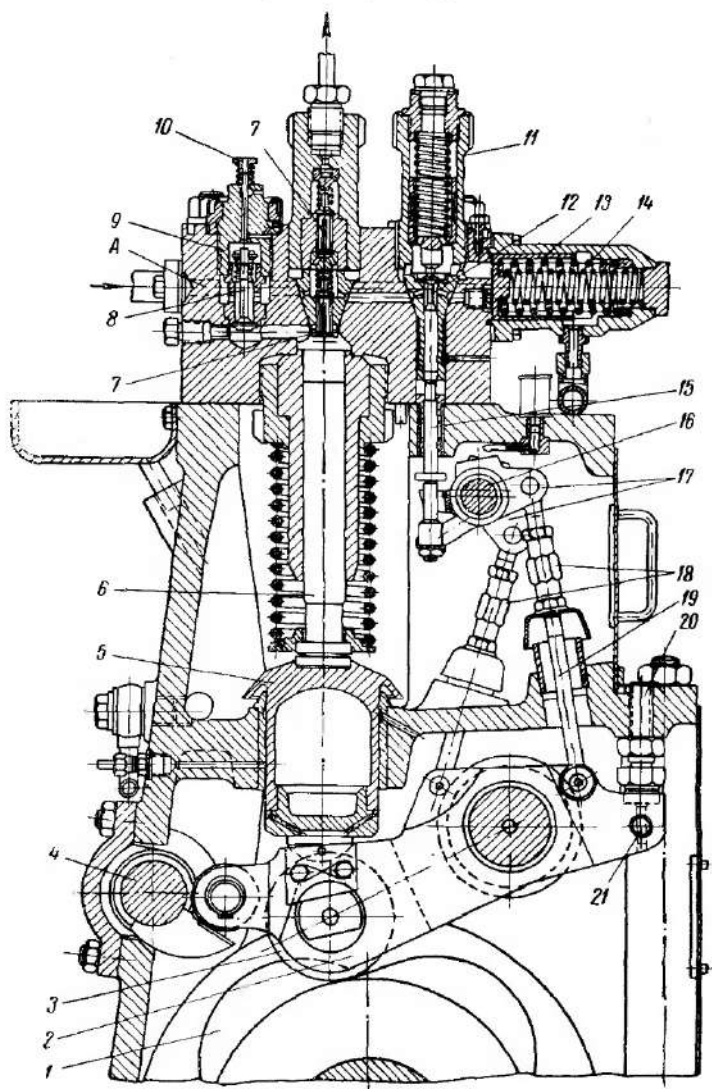
Из магистрали топливо проходит через автоматический всасывающий клапан 8 и при закрытом перепускном клапане 12 подается плунжером 6 через два нагнетательных клапана 7 и трубопровод к форсунке. Выпуск из насоса воздуха при заполнении

Топливные насосы с клапанным и смешанным регулированием

Применение более сложных топливных насосов с клапанным и смешанным регулированием и гладким плунжером обусловлено относительно большим сроком их службы, достигающим 10—30 тысяч моточасов. Такие насосы устанавливаются на сравнительно малооборотные мощные судовые дизели.

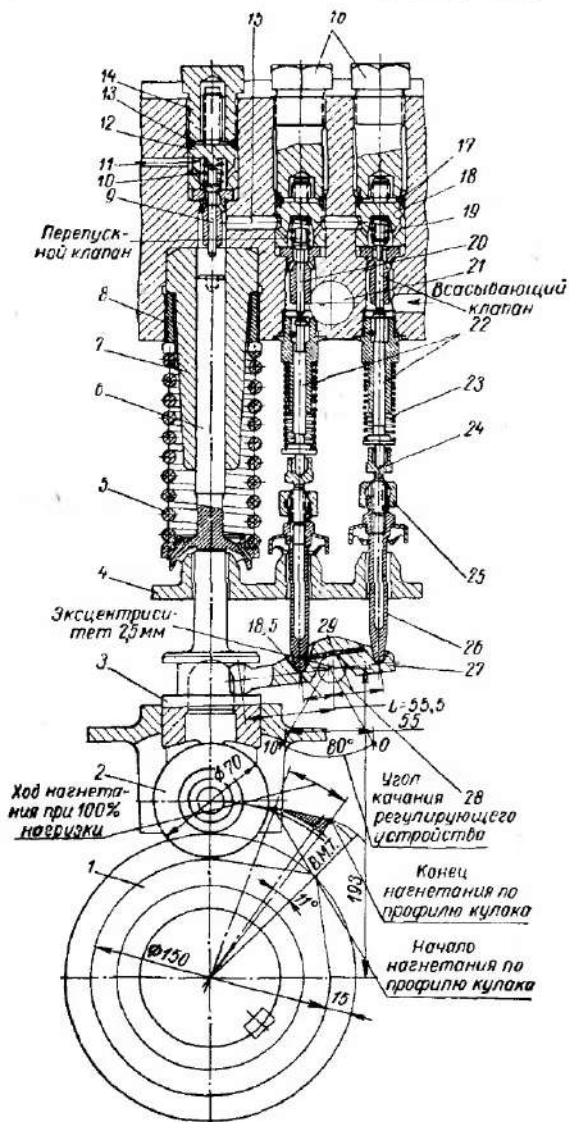
На фиг. 22 изображен топливный насос с клапанным регулированием двухтактных двигателей фирмы МАН серии KZ 78/140 мощностью 1125 л. с. в цилиндре при $n = 115$ об/мин. Гладкий плунжер 6 и регулирующие фазы подачи тяги 19 приводятся в действие качающимся рычагом 2 через ролик 3 и толкатель 5.

Первоначальное регулирование активного хода плунжера производится изменением длины тяг 19 посредством резьбовых соединений 18; изменение режима работы двигателя осуществляется поворотом эксцентрикового вала 16, меняющем фазы открытия и закрытия перепускного клапана 12.



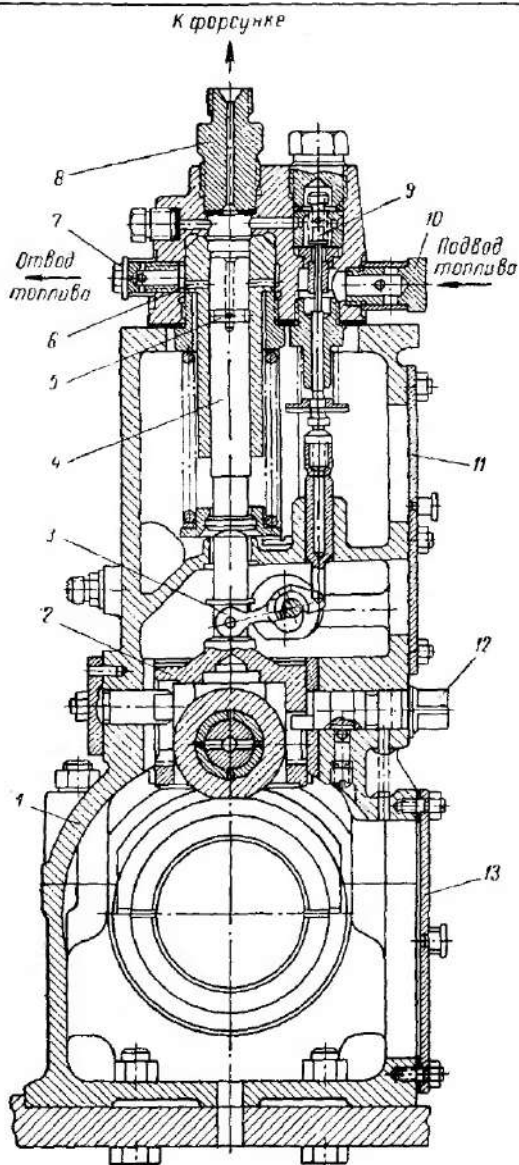
Фиг. 22. Топливный насос дизеля типа KZ 78/140:

1 — кулачковая шайба; 2 — качающийся рычаг; 3 — ролик; 4 — валик реверса; 5 — толкатель; 6 — плунжер; 7 — нагнетательный клапан; 8 — всасывающий клапан; 9 — пробка; 10 — кнопка выключения подачи; 11 — штуцер перепускного клапана; 12 — перепускной клапан; 13 — поршень демфера; 14 — пружина демфера; 15 — толкатель перепускного клапана; 16 — эксцентриковый вал; 17 — коромысла; 18 — резьбовые соединения; 19 — регулировочные тяги; 20 — упорный болт; 21 — палец приводного рычага; А — канал, соединяющий полости впуска и перепуска топлива.



Фиг. 23. Топливный насос дизеля 8МН-42:

1 — кулачковая шайба; 2 — ролик; 3 — толкатель; 4 — корпус привода; 5 — пружина; 6 — плунжер; 7 — втулка; 8 — гайка; 9 — нагнетательный клапан; 10 — пружина; 11 — канал отвода топлива к форсунке; 12 — прокладка; 13 — уплотнительное кольцо; 14 — пробка; 15 — канал; 16 — пробка; 17 — уплотнительное кольцо; 18 — прокладка; 19 — всасывающий клапан; 20 — отсечной клапан; 21 — канал отвода топлива при отсечке; 22 — толкатель верхний; 23 — пружина; 24 — регулировочный болт; 25 — контргайка; 26 — толкатель; 27 — рычаг; 28 — эксцентриковый вал.



Фиг. 24. Топливный насос дизеля 8ДРН 43/61:

1 — корпус насоса; 2 — толкатель; 3 — коромысло; 4 — плунжер; 5 — отсечная канавка плунжера; 6 — втулка плунжера; 7 — штуцер отвода топлива; 8 — штуцер высокого давления; 9 — перепускной клапан; 10 — штуцер подвода топлива; 11 — крышка; 12 — устройство для ручной прокачки топлива и выключения подачи; 13 — крышка приводной коробки.

системы топливом и отключение насоса в процессе работы двигателя производится путем отжатия впускного клапана 8 вручную кнопкой 10.

Для исключения гидравлических ударов и обеспечения бесперебойной надежной работы насос имеет демпфер, состоящий из поршня 13 и пружины 14 и воспринимающий гидравлические импульсы. При реверсе двигателя приводной рычаг 2 поднимается посредством валика реверса 4, а кулачковый вал смещается в продольном направлении и подводит под ролик толкателя 5 шайбу заднего хода.

Конструкция топливного насоса для двухтактных двигателей фирмы «Зульцер» 8МН-42 мощностью 257 л. с. в цилиндре при $n = 360$ об/мин представлена на фиг. 23. Регулирование фаз впрыска осуществляется по началу и концу подачи. Плунжер 6 через толкатель 3 приводится в действие кулачковой шайбой 1. Всасывающий 19 и отсечной 20 клапаны управляются толкателями 22 и 26, первоначально регулируемые по длине резьбовыми соединениями регулировочного болта 24 и контргайки 25.

Изменение подачи производится поворотом эксцентрикового вала 28, а выключение насоса — подъемом толкателя 3 специальным механизмом. Перед пуском двигателя система поочередно для каждого цилиндра прокачивается ручным насосом при открытом воздушном клапане форсунки.

На фиг. 24 показан топливный насос клапанно-золотникового типа (смешанное регулирование) опытного отечественного двухтактного двигателя 8ДРН 43/61 мощностью 312 л. с. в цилиндре при $n = 250$ об/мин. Регулирование производится по началу подачи посредством механически приводимого клапана 9, а отсечка — непосредственно отсечной кромкой кольцевой капавки 5 плунжера 4. При рабочем ходе плунжера подача топлива к форсунке начинается после закрытия всасывающего клапана 9, который одновременно играет роль и перепускного клапана в начале впрыска.

4. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТОПЛИВНЫЕ НАСОСЫ

Применение специальных топливных насосов вызвано стремлением улучшить условия работы транспортных и судовых изделий на переменных режимах, расширить диапазон рабочих нагрузок форсированных дизелей всех назначений и обеспечить развитие свободнопоршневых дизель-компрессоров и генераторов газа для газотурбинных установок. Решение данной проблемы в определенной мере обуславливается применением топливных насосов с гидравлическими аккумуляторами или насосов с воздушным, пружинным или газовым приводами.

Ряд топливных насосов подобного типа уже нашел практическое применение, хотя по сравнению с обычными насосами они являются более сложными.

В настоящее время наибольшее распространение на судовых двигателях из числа специальных получили насосы с гидравлическим аккумулярованием топлива в баллонах высокого давления (аккумуляторы большой емкости).

На фиг. 25 изображена принципиальная схема аккумуляторной системы впрыска четырехтактного двигателя фирмы «Купер—Бессемер» JS-8 мощностью 75 л. с. в цилиндре при $n = 375$ об/мин. Система включает приводное устройство с насосами высокого давления (две секции) и регулятором, аккумулятор 1 и клапанный механизм, подающий топливо к форсунке 25.

Регулирование подачи обеспечивается поворотом эксцентрикового вала 15, что изменяет продолжительность открытия клапанов 17 и количество подаваемого к форсунке 25 из аккумулятора 1 топлива.

Давление топлива в аккумуляторе на режимах полной нагрузки составляет $510 \div 545$ кг/см² при давлении затяга пружины иглы форсунки 205 кг/см²; продолжительность впрыска на номинальном режиме около 30° п. к. в.

Регулятор давления имеет поршень 14, который при увеличении давления в аккумуляторе поднимает стакан 11 с зубчатой рейкой и, поворачивая шестерню 12, изменяет проходное сечение в системе питания насосов топливом. Регулируется давление рычагом 5.

При подъеме рычага 22 кулачком 23 распределительного вала 24 шпindel 20 открывает три пластинчатых клапана 17; осуществляется впрыск топлива. При обратном движении шпинделя его торец открывает канал, сообщающийся с магистралью низкого давления, что обеспечивает резкую отсечку топлива и разгрузку трубопровода высокого давления.

Давление в аккумуляторе перед пуском двигателей создается ручным одноплунжерным насосом. Выключение секции производится отворачиванием соответствующего винта, вследствие чего нижний шарик 16 садится на гнездо и перекрывает доступ топлива к пластинчатым клапанам 17.

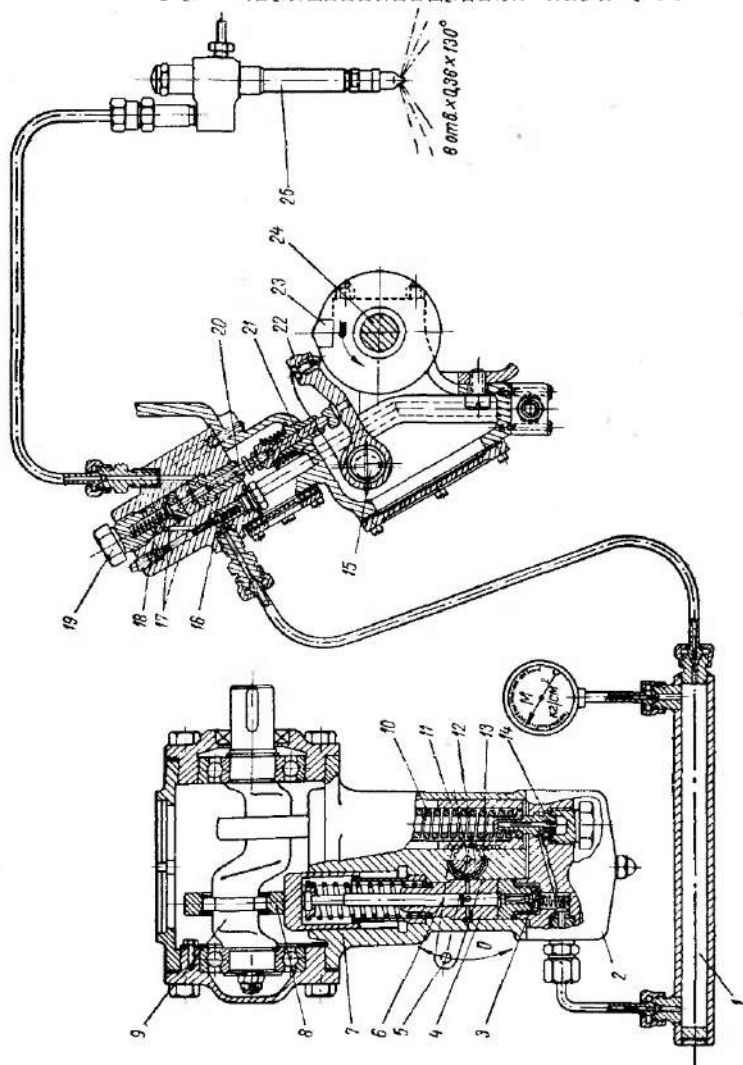
Аналогичные системы впрыска применяются на двигателях «Доксфорд», «Атлас», «Империял» и др.

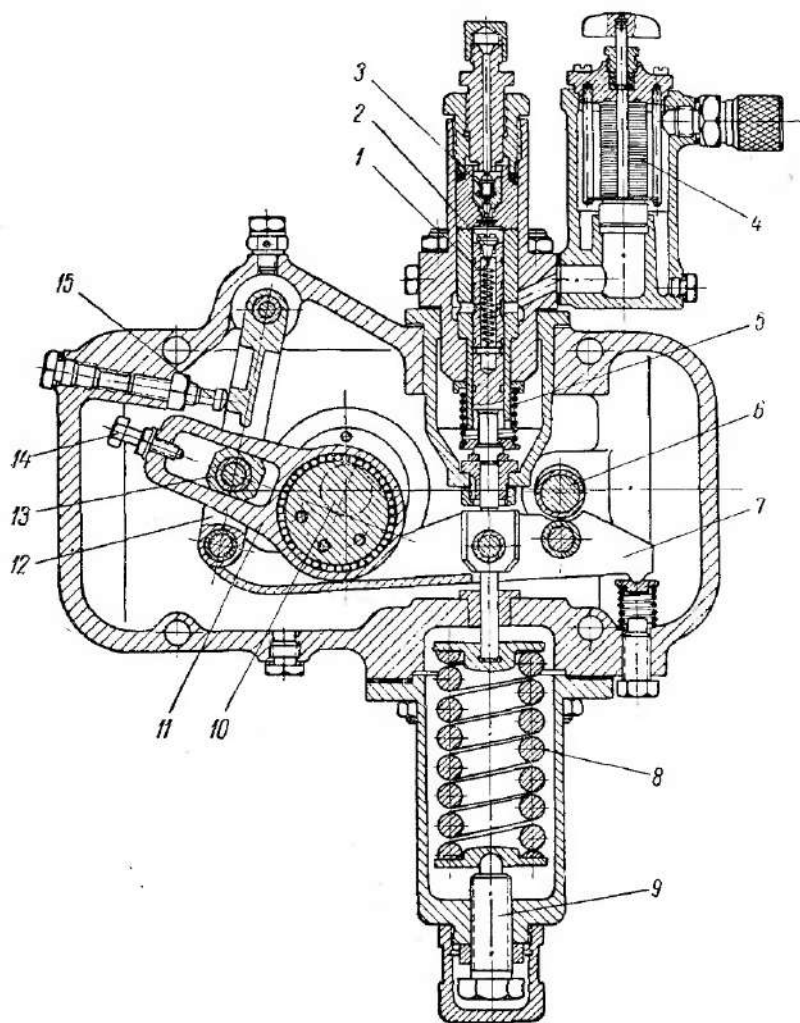
Топливные насосы с пружинным приводом плунжера устанавливаются на судовых и тепловозных дизелях фирмы «Ганс—Ендрассик» и дизель-компрессорах отечественного производства.

Конструктивная схема насоса для дизель-компрессора изображена на фиг. 26. Его принцип действия заключается в том, что рабочая пружина 8 взводится эксцентриковым механизмом (ведущий вал 10) и фиксируется двухзвенным рычагом 12. В силу качательного движения ведущего вала 10, обусловленного своеобразной кинематикой приводного механизма дизель-компрессора, эксцентрик болтом 14 отрывает рычаг от упора 15. При

Фиг. 25. Аккумуляторная система впрыска дизеля JS-8;

1 — аккумулятор; 2 — крышка; 3 — нагнетательный клапан; 4 — втулка плунжера; 5 — рычаг управления; 6 — плунжер; 7 — корпус насоса высокого давления и регулятора давления; 8 — роликовый подшипник; 9 — кривошипный вал; 10 — пружина регулятора; 11 — зубчатый станок; 12 — шестерня регулятора; 13 — наружная втулка регулятора давления; 14 — поршень регулятора; 15 — эксцентриковый вал; 16 — шариковый клапан; 17 — пластинчатые клапаны; 18 — пружина; 19 — пробка; 20 — шпindel; 21 — толкатель; 22 — рычаг; 23 — кулачковая шайба; 24 — вал; 25 — форсунка.



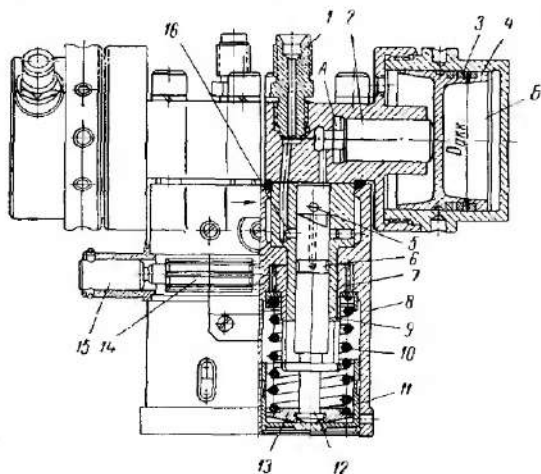


Фиг. 26. Топливный насос с пружинным приводом плунжера для дизель-компрессора:

1 — плунжер; 2 — обратный клапан; 3 — нагнетательный клапан; 4 — фильтр; 5 — возвратная пружина; 6 — эксцентриковый регулирующий вал; 7 — рычаг; 8 — рабочая пружина; 9 — регулирующий болт; 10 — ведущий эксцентриковый вал; 11 — кулиса; 12 — складывающийся двухходовый рычаг; 13 — ползунок; 14 — болт установки опережения; 15 — упор.

этом двухзвенник «складывается», и освобожденная пружина 8 приводит в движение плунжер, осуществляющий впрыск топлива.

Подобный насос позволяет получить оптимальные фазы топливоподачи независимо от своеобразного кинематического закона движения приводного механизма свободнопоршневых дизель-компрессоров и генераторов газа (качательное движение), при котором угловые скорости системы привода к моменту начала впрыска прогрессивно падают.



Фиг. 27. Двухсекционный топливный насос с воздушным приводом плунжера конструкции ЦНИДИ для быстроходного дизеля:

1 — штуцер высокого давления; 2 — впрыскивающий плунжер; 3 — поршневое уплотнительное кольцо; 4 — воздушный поршень; 5 — выпускное окно втулки; 6 — перепускная канавка плунжера; 7 — шестерня; 8 — корпус насоса; 9 — втулка плунжера; 10 — обратная пружина; 11 — стакан; 12 — взводящий плунжер; 13 — нижняя тарелка; 14 — зубчатый вал; 15 — регулировочная рейка; 16 — перепускной канал; А — гидравлическая буферная полость; Б — воздушная полость.

Примером топливного насоса с воздушным приводом плунжера может служить двухсекционный насос, разработанный в ЦНИДИ для двухтактного быстроходного дизеля (фиг. 27). Насос имеет взводящий 12 и впрыскивающий 2 плунжера, последний из которых непосредственно связан с воздушным поршнем 4.

После перекрытия кривой кромкой механически приводимого в движение плунжера 12 выпускного отверстия 5 топливо подается к плунжеру 2 и взводит его. Впрыск производится в момент совпадения кольцевой перепускной канавки 6 плунжера 12 с каналом 16 втулки. Плунжер 2 в конце впрыска тормозится благодаря кольцевому буферному объему А, образуемому выступом плунжера 2. Сжатый воздух под давлением $25 \div 35 \text{ кг/см}^2$ поступает из специального баллона в полость Б через обратный клапан.

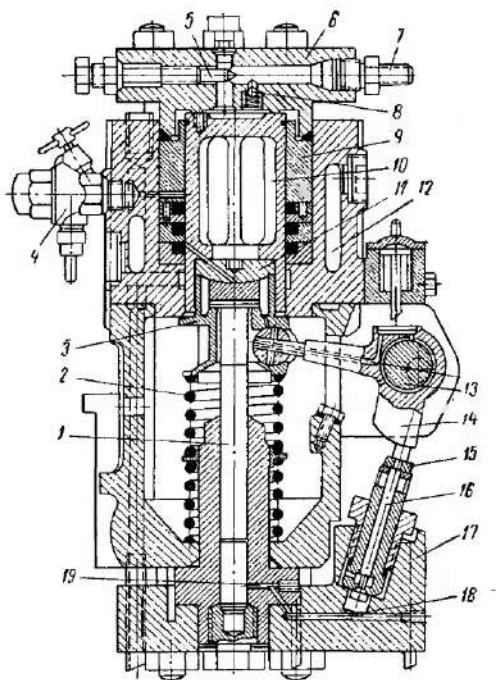
Подача топлива регулируется по началу подачи поворотом плунжера 12 зубчатой шестерней 7, связанной с зубчатым валиком 14 рейки 15.

Аналогичного типа аккумуляторные топливные насосы с воздушным поршнем для свободнопоршневых мотогенераторов GS-34 выпускает фирма «Брайс-Бергер».

Первые конструкции топливных насосов с газовым приводом предназначались для перевода судовых тихоходных дизелей на бескомпрессорное распыливание. Некоторый успех этих насосов был определен тем, что они не нуждались в специальных механических приводных устройствах и способствовали достижению более высоких экономических показателей модернизируемых двигателей.

На фиг. 28 изображен разрез топливного насоса с газовым приводом дизеля фирмы «Крупш» EZ 72/130. Движение топливоподающего плунжера 1 осуществляется газовым толкателем 10; регулирование подачи — перепускным устройством с клапаном 16, приводным рычагом 14 и эксцентриковым валом 13. Торможение плунжера в конце процесса впрыска производится гидравлической подушкой, образуемой после перекрытия торцом плунжера 1 перепускного отверстия канала 19 втулки.

Во избежание удара толкателя при обратном движении, выпуск газа из газовой полости дросселируется клапаном 5; при рабочем ходе толкателя газ из цилиндра двигателя, помимо дросселирующего устройства с иглой 5, поступает к толкателю насоса через шариковый клапан 8. Толкатель 10 смазывается маслом через штуцер 4.



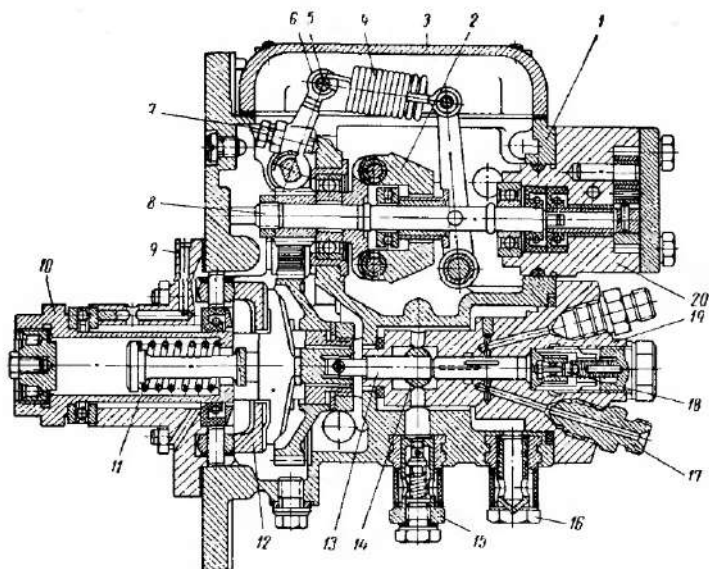
Фиг. 28. Топливный насос с газовым приводом плунжера дизеля EZ 72/130:

1 — плунжер; 2 — пружина плунжера; 3 — прокладка; 4 — штуцер подвода масла; 5 — дросселирующая игла; 6 — головка; 7 — штуцер подвода газа; 8 — обратный шариковый клапан; 9 — направляющая втулка; 10 — газовый толкатель; 11 — сферический сухарь; 12 — охлаждающая полость; 13 — эксцентриковая ось; 14 — угловой рычаг; 15 — регулировочная прокладка; 16 — всасывающий клапан; 17 — нижняя головка; 18 — нагнетательный канал; 19 — канал высокого давления.

5. РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ТОПЛИВНЫЕ НАСОСЫ

В последнее время на маломощных высокооборотных дизелях стали получать распространение распределительные топливные насосы с одним-двумя плунжерами и распределителем.

Принцип их действия заключается в том, что один и тот же плунжерный элемент производит впрыск топлива поочередно во все цилиндры двигателя. В ряде конструкций роль распреде-



Фиг. 29. Распределительный топливный насос конструкции НЗТА-НАТИ:

1 — корпус; 2 — груз регулятора; 3 — крышка; 4 — пружина регулятора; 5 — палец рычага; 6 — рычаг; 7 — регулировочный болт; 8 — вал регулятора; 9 — установочный фланец; 10 — приводной вал; 11 — возвратная пружина; 12 — торцовая кулачковая шайба; 13 — плунжер; 14 — отсечная муфта; 15 — перепускной клапан; 16 — штуцер подвода топлива; 17 — штуцер высокого давления; 18 — нагнетательный клапан; 19 — головка насоса; 20 — подкачивающая помпа.

лителя играет одновременно сам топливоподающий плунжер, который в этом случае помимо обычного возвратно-поступательного движения дополнительно вращается вокруг своей оси.

Применительно к многоцилиндровым двигателям основными преимуществами рассматриваемых насосов являются простота конструкции, малогабаритность и малая трудоемкость изготовления.

Существующие насосы указанного типа конструктивно весьма разнообразны и выполняются по принципиально различным схемам. Последнее обстоятельство объясняется тем, что поиск наиболее рациональной схемы еще не завершен и еще имеют место

трудности в обеспечении их надежности и достаточного срока службы.

Оригинальная отечественная конструкция топливного насоса распределительного типа с диаметром плунжера 8,5 мм разработана Ногинским заводом топливной аппаратуры совместно с НАТИ для тракторного дизеля (фиг. 29). При вращении приводного вала 10 вместе с плунжером 13 вращается торцовая кулачковая шайба 12, которая периодически заставляет плунжер совершать возвратно-поступательное движение; возврат плунжера в исходное положение производится пружиной 11.

В процессе рабочего хода плунжера сжимаемое топливо через нагнетательный клапан 18 поступает в систему каналов втулки и затем к продольному пазу плунжера. При вращении плунжера этот продольный паз поочередно совмещается с косыми каналами головки 19 и топливо поступает к штуцеру высокого давления 17 и к форсунке соответствующего цилиндра двигателя.

Топливный насос снабжен механическим регулятором, воздействующим через систему рычагов на отсечную муфту 14, а также корректором-обогастителем подачи, аналогичным по конструкции корректору обычного топливного насоса для тракторных двигателей, например типа 2ТН-8,5×10.

По результатам проведенных в ЦНИДИ исследований, наиболее прогрессивной представляется конструктивная схема распределительного насоса с парными оппозитно расположенными плунжерами, распределителем и дросселирующим устройством на всасывании для регулирования подачи. Такая схема при ограниченных средних скоростях плунжеров в процессе впрыска позволяет несколько увеличить суммарный полезный ход парных плунжеров (уменьшить их диаметр) и обеспечить относительно повышенный срок службы топливного насоса.

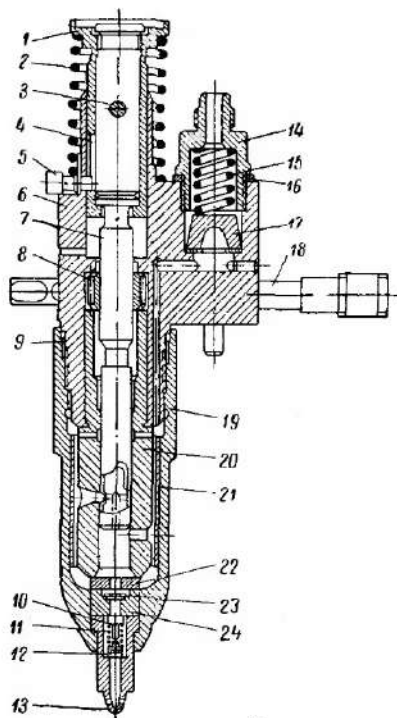
Подобного рода схема в различных модификациях применяется рядом фирм — CAV, «Америкен Бош», «Руза Мастер» — для создания надежно действующих распределительных насосов.

6. НАСОСЫ-ФОРСУНКИ

Объединение в одном агрегате топливного насоса и форсунки (насос-форсунка) устраняет влияние сжимаемости и упругих гидравлических колебаний на процесс впрыска. Насос-форсунки весьма компактны, но сложны конструктивно; применяются на некоторых автомобильных, тракторных и танковых дизелях.

На фиг. 30 представлен разрез насос-форсунки АР-20 с диаметром плунжера 6,35 мм, устанавливаемой на двухтактных высокооборотных дизелях типа ЯАЗ-204 для автомобилей отечественного производства. Плунжер 7 приводится в действие посредством специального толкателя 1 и коромысла. В нижней части плунжер имеет распределительный вырез, регулирующий

подачу топлива при повороте плунжера зубчатой рейкой 18 через шестерню 8. К распылителю 13 с шестью отверстиями по 0,153 мм топливо при впрыске подходит через пластинчатый 23 и тарельчатый 10 обратные клапаны.



Фиг. 30. Насос-форсунка открытого типа АР-20:

1 — толкатель; 2 — возвратная пружина; 3 — штифт; 4 — продольный паз толкателя; 5 — стопор; 6 — корпус; 7 — плунжер; 8 — поворотная шестерня; 9 — прокладка; 10 — клапан; 11 — пружина клапана; 12 — упор; 13 — сопловой накопчик; 14 — топливоподводящий штуцер; 15 — пружина фильтра; 16 — прокладка; 17 — фильтр; 18 — регулировочная рейка; 19 — стяжная гайка; 20 — втулка плунжера; 21 — отражатель; 22 — седло пластинчатого клапана; 23 — пластинчатый клапан; 24 — седло клапана.

Во избежание кавитационной эрозии внутренней стенки стяжной гайки 19 при отсечке топлива втулка плунжера 20 охватывается свободно сидящим отражателем 21 из закаленной стали, разворачивающимся под действием топлива, вытекающего из отсечного окна.

Весьма высокие давления впрыска предъявляют особые требования к качеству изготовления плунжерных пар и создают значительные нагрузки на механизм привода.

Недостатком насос-форсунки АР-20 следует считать подтекание топлива в конце впрыска, в определенной мере связанное с упругой деформацией привода.

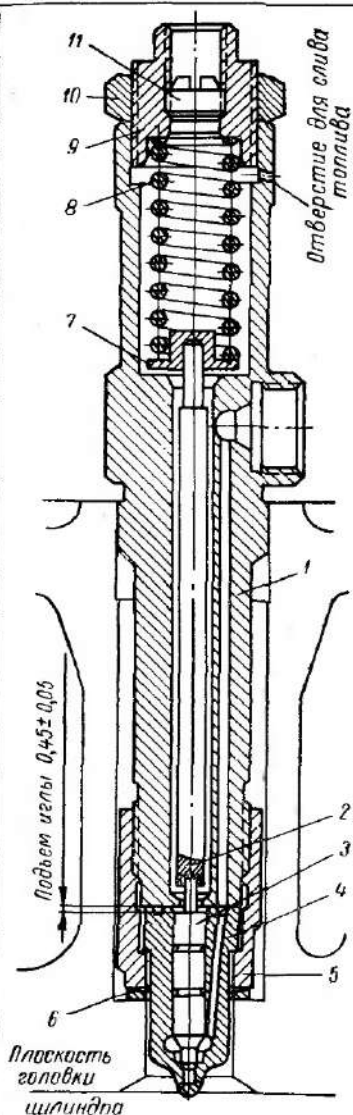
В принципе существуют различные конструктивные исполнения насос-форсунок, но сложность и повышенная требовательность к их изготовлению и обслуживанию препятствуют повсеместному их распространению.

7. ФОРСУНКИ

В зависимости от типа установленного распылителя форсунки делятся на закрытые

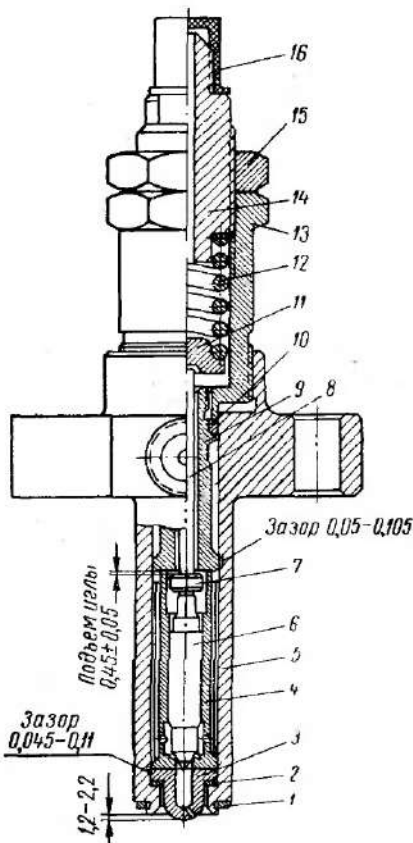
и открытые; первые находят наибольшее применение.

На фиг. 31 показан разрез типичной закрытой форсунки с гидравлическим управлением подъемом иглы для дизелей семейства В-2. Топливо от насоса проходит по каналу корпуса 1 в кольцевую канавку корпуса распылителя 4 и затем по трем каналам подводится к специальному карману с конусным гнездом;



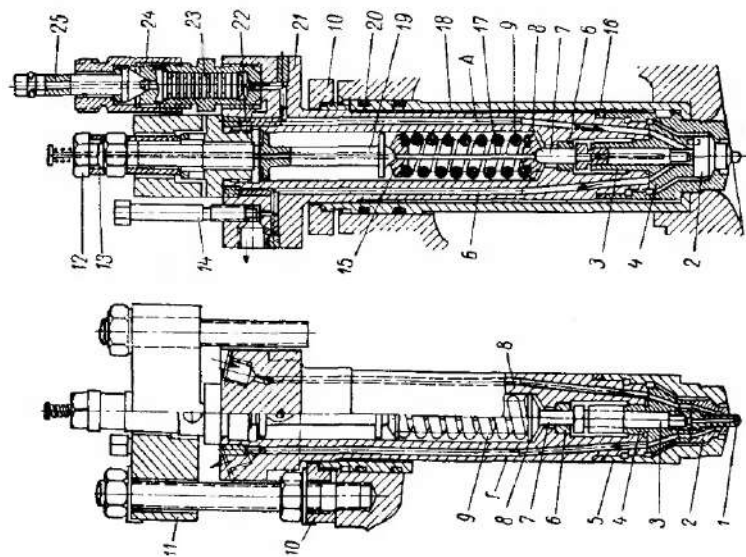
Фиг. 31. Форсунка закрытого типа дизеля В-2:

1 — корпус форсунки; 2 — толкатель; 3 — игла распылителя; 4 — корпус распылителя; 5 — стяжная гайка; 6 — уплотнительная красно-медная шайба; 7 — тарелка пружины; 8 — пружина; 9 — регулировочная гайка; 10 — контргайка; 11 — пробка.



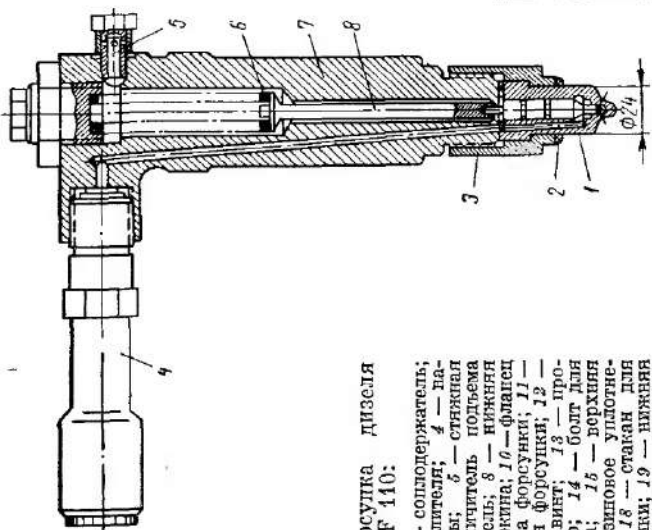
Фиг. 32. Форсунка дизеля 2Д-100:

1 — газоплотнительная шайба; 2 — медное кольцо; 3 — сопловый наконечник; 4 — корпус распылителя; 5 — корпус форсунки; 6 — игла распылителя; 7 — прокладка; 8 — штатпа; 9 — целевой фильтр; 10 — уплотнительное кольцо; 11 — тарелка на пружинах; 12 — пружина; 13 — стальной пружины; 14 — регулировочный ступер; 15 — контргайка; 16 — защитный колпачок.



Фиг. 35. Форсунка дизеля
50 VTF 110;

1 — сопло; 2 — соплодержатель; 3 — игла; 4 — направляющая иглы; 5 — стяжная гайка; 6 — ограничитель подъема иглы; 7 — толкатель; 8 — нижняя тарелка; 9 — пружина; 10 — фланец крепления стакана форсунки; 11 — фланец крепления форсунки; 12 — регулировочный винт; 13 — про- ставочное кольцо; 14 — болт для выпуска воздуха; 15 — верхняя тарелка; 16 — резиновое уплотне- ние; 17 — шуп; 18 — стакан для установки форсунки; 19 — нижняя часть винта; 20 — резиновое коль- цо; 21 — корпус форсунки; 22 — крышка корпуса; 23 — шестовой фильтр; 24 — сердечник шестово- го фильтра; 25 — наконечник трубо- провода высокого давления; А — топливный канал; Б — канал для выпуска воздуха; В и Г — каналы подвода и отвода охлаждающего топлива.



Фиг. 36. Форсунка дизеля
8ДРН43/61;

1 — распылитель; 2 — уплот- нительная прокладка; 3 — на- вивная гайка; 4 — корпус шестового фильтра; 5 — штуцер слива утечек топлива; 6 — пру- жина; 7 — корпус форсунки; 8 — толкатель.

действуя на дифференциальную площадку иглы 3 и преодолевая натяг пружины 8, топливо поднимает иглу. После отсечки топлива игла садится на место.

Характерной особенностью форсунки двигателя 2Д-100 (фиг. 32) является наличие щелевого фильтра 9, предохраняющего сопловые отверстия распылителя от засорения. Щелевой фильтр представляет собой устанавливаемый с малым зазором в гнезде корпуса форсунки металлический цилиндр с продольными канавками, попеременно выходящими на одну и другую его стороны. Топливо, попадая в эти канавки с одной стороны цилиндра, проходит через боковые перемычки в соседние канавки и выходит с другой стороны; всякого рода твердые механические включения застревают в зазоре, составляющем величину около 0,05—0,10 мм.

Малогабаритная форсунка конструкции ЦНИДИ для быстрого двухтактного дизеля (фиг. 33) не имеет толкателя (штанги); вес ее подвижных частей чрезвычайно мал. В данном случае щелевой фильтр помещается в топливоподводящем штуцере.

Оригинальная форсунка с длиннокорпусным распылителем и упругим креплением в крышке цилиндра применяется фирмой МАН для форсированных автомобильных дизелей, работающих по М-процессу (фиг. 34). Уплотнение форсунки в крышке производится красно-медным коническим кольцом 1, предохраняющим боковую поверхность распылителя от соприкосновения с раскаленными газами; крепление форсунки фланцем 7 через пружину 6 разгружает распылитель от дополнительных механических нагрузок.

Для мощных судовых дизелей применяются форсунки, охлаждаемые топливом, водой или маслом.

На фиг. 35 представлен разрез охлаждаемой топливом форсунки дизеля фирмы «Бурмайстер и Вайн» 50VTF110. Слив утечки топлива расположен выше пружины, и топливо играет важную роль демпфера свободных колебаний пружины.

Неохлаждаемая опытная форсунка отечественного дизеля 8ДРН 43/61 (фиг. 36) с унифицированным распылителем отличается малым весом подвижных частей, применением жестких опор пружины и работой пружины в топливе. Возможность ее надежной работы без охлаждения достигнута за счет резкого уменьшения торцевой поверхности распылителя по сравнению с первоначальным вариантом охлаждаемой форсунки.

Г Л А В А II

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В ПРОЕКТИРОВАНИИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Развитие современной энергетики тесно связано с решением актуальной задачи качественного роста дизелестроительной промышленности. Прогрессивные тенденции повышения удельных мощностей силовых дизельных установок, уменьшения их габаритов, улучшения экономичности, увеличения надежности и срока службы реально находят свое отражение в создании мощных форсированных дизелей с газотурбинным наддувом и газотурбинных установок со свободнопоршневыми генераторами газа для различных целей.

Двигатели с газотурбинным наддувом по своим габаритным и весовым показателям, мощности и экономичности с успехом могут быть использованы на водном и железнодорожном транспорте, а также в стационарной энергетике.

Проблема увеличения надежности и срока службы является общей для дизелей всех назначений. Решение этой проблемы даже в частном плане определяет технико-экономический эффект народно-хозяйственного значения.

В указанном комплексе общих тенденций развития дизелей немаловажными являются также вопросы эксплуатационного характера. К ним следует отнести технические направления по улучшению рабочих характеристик дизелей, применительно к специфическим условиям эксплуатации, обеспечению возможности использования в дизелях различных сортов топлива.

Изложенные обстоятельства ставят перед топливной аппаратурой многочисленные практические требования, касающиеся увеличения ее производительности, обеспечения качественного распыливания топлива в широком диапазоне чисел оборотов и цикловых подач, обеспечения надежности работы распылителя в условиях повышенных температур, выбора оптимального закона топливоподачи и т. д. Естественно, что широкую проблему

создания принципиально новых конструкций дизелей следует решать комплексными путями, в которых топливная аппаратура должна играть роль лишь одного из важнейших звеньев. По данной причине все мероприятия по улучшению рабочих свойств топливной аппаратуры для получения надлежащего эффекта должны сочетаться с мероприятиями, относящимися и к дизелю в целом.

1. ФОРСИРОВАНИЕ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Несмотря на очевидные преимущества форсированных дизелей, их развитие сдерживается рядом факторов, в значительной степени связанных с топливной аппаратурой.

Первым неперменным условием форсирования топливной аппаратуры является увеличение ее производительности при ограничении продолжительности впрыска в соответствии с существующими нормами. В связи с этим простое увеличение цикловой подачи топливного насоса модернизируемого двигателя не является эффективным и практически влечет за собой ухудшение индикаторных показателей двигателя.

Так, проведенные в ЦНИДИ испытания опытного отсека двигателя 14 23/30 [22], даже при частичном наддуве (менее 2 *атм*), показали полную непригодность серийной топливной аппаратуры из-за недопустимого роста удельного расхода топлива, обусловленного чрезмерной продолжительностью впрыска и дополнительным подъемом иглы форсунки в конце процесса впрыска. Этот дополнительный подъем осуществляется в невыгодные по термодинамическим обстоятельствам фазы процесса сгорания топлива (на линии расширения) и одновременно — при плохом качестве распыливания из-за низких давлений впрыска; вызывается он гидродинамическими колебаниями в нагнетательном трубопроводе, возникающими из-за резкой посадки нагнетательного клапана на седло, и создает дополнительные трудности при попытках обеспечения качественного процесса впрыска топлива в широком диапазоне цикловых подач и чисел оборотов.

Следует заметить, что рабочий диапазон изменения цикловых подач топливной аппаратуры обычных дизелей не превышает отношения $1/5 \div 1/8$ *. В то же время у высокофорсированных дизелей этот диапазон возрастает до значения $1/12 \div 1/15$ для стационарных дизель-генераторов и $1/15 \div 1/20$ для дизелей транспортного назначения.

Вопрос увеличения цикловой производительности и относительного сокращения продолжительности впрыска топлива связан с увеличением размерности плунжерной пары и увеличением средней скорости плунжера на участке геометрического полезного хода. При этом, во избежание недопустимого роста давле-

* Номинальная подача топливного насоса условно принята за единицу.

ния впрыска, одновременно надлежит увеличивать и эффективное сечение сопловых отверстий распылителя, оптимальное значение которого окончательно устанавливается по результатам доводочных работ непосредственно на дизеле.

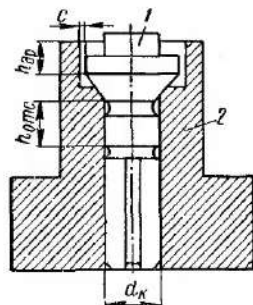
По ряду данных, для открытой камеры сгорания диаметр сопловых отверстий при двукратной степени наддува можно увеличивать на 0,05—0,1 мм против исходного значения, принятого для модернизируемого двигателя.

С целью компенсации упомянутых выше отрицательных последствий форсирования топливной аппаратуры в части дополнительного подъема иглы форсунки, в настоящее время наметился путь применения нагнетательных клапанов с гидравлической подушкой. На фиг. 37 представлена конструктивная схема подобного клапана, у которого завершающая фаза посадки клапана на седло возможна только при гидравлическом торможении за счет выдавливания топлива через зазор, образуемый головкой клапана и специальным воротником корпуса.

Вторым фактором, затрудняющим создание форсированных дизелей (в том числе форсированных и по числу оборотов), является сложность общей компоновки крышки двигателя с «развитыми» по диаметру клапанами для хорошего наполнения цилиндра и обеспечения надежной работы форсунки. Данные вопросы в определенной мере могут быть решены применением длиннокорпусных распылителей, у которых прецизионный зазор удален от наиболее нагреваемой зоны, а концевая часть распылителя, непосредственно размещаемая в днище крышки, не требует много места и позволяет развить проходные сечения всасывающих и выпускных клапанов.

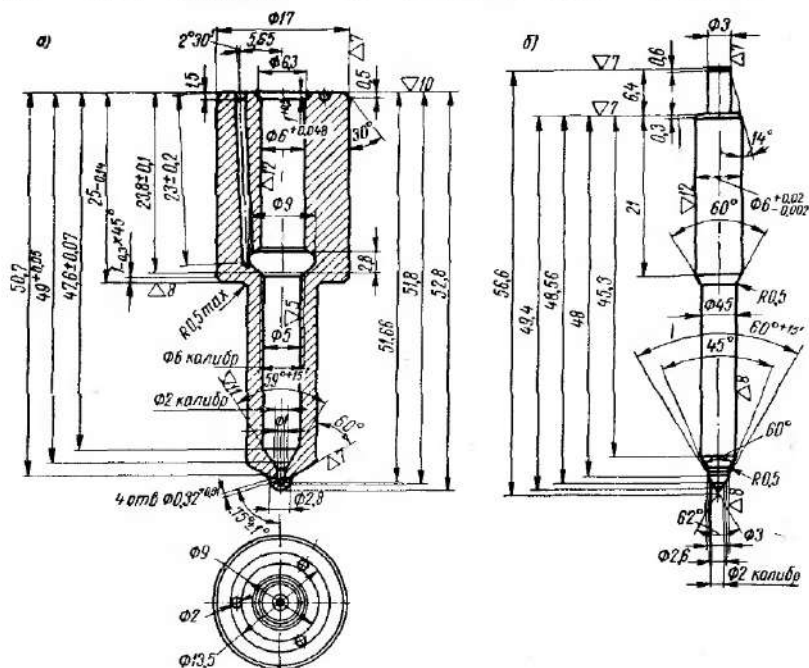
Конструкция подобного длиннокорпусного распылителя, применяемого, в частности, на форсированных автомобильных дизелях отечественного производства с числом оборотов $n = 2060$ об/мин и средним эффективным давлением $P_e = 6,9$ кг/см² (коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,4$), представлена на фиг. 38.

Создание топливной аппаратуры особенно для быстроходного форсированного двигателя связано с необходимостью решения целого ряда вопросов, гарантирующих получение заданных параметров впрыска и стабильности подачи в широком диапазоне рабочих нагрузок. Применительно к быстроходным перспективным судовым и тепловозным дизелям средней размерности

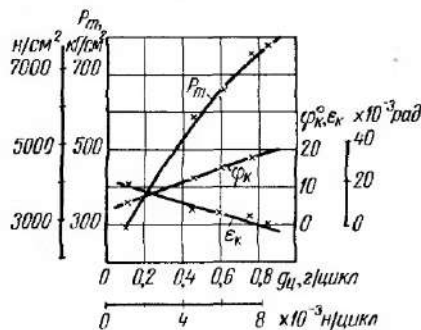


Фиг. 37. Конструктивная схема нагнетательного клапана с гидравлической подушкой:

1 — клапан; 2 — корпус клапана (d_k — диаметр клапана; $h_{отс}$ — отсасывающий ход; $h_{др}$ — ход дросселирования; c — дросселирующий зазор).



Фиг. 38. Длиннокорпусный распылитель для быстроходного дизеля:
а — корпус; б — игла.



Фиг. 39. Параметры впрыска опытной топливной аппаратуры дизеля 6ЧН 23/30 с газотурбинным наддувом:

P_m — максимальное давление впрыска топлива; φ_k — продолжительность впрыска; ε_k — запаздывание впрыска; $\varepsilon_{ц}$ — цикловая подача; $n = 1000$ об/мин.

Таблица 12

Рабочие характеристики дизеля 6ЧН 23/30 с газотурбонагнетателем

Эффективная мощность N_e		Число оборотов n		Удельный расход топлива g_e		Цикловая подача топлива g_u		Средняя (по цилиндрам) температура выхлопа, t_p , °C	Число оборотов газотурбонагнетателя, $n_{гн}$	
л. с.	квт	об/мин	рад/сек	г/л. с. ч.	10 ⁻⁴ н/квт. сек	г/цикл	10 ⁻³ н/цикл		об/мин	рад/сек
Генераторная характеристика										
Холостой ход		1000	104,7	—	—	0,09	0,88	121	7 700	806
225	166	1000	104,7	220	8,15	0,27	2,65	268	10 400	1088
450	331	1000	104,7	178	6,58	0,45	4,42	357	13 800	1445
675	497	1000	104,7	171	6,33	0,64	6,28	415	17 300	1810
900	662	1000	104,7	167	6,18	0,83	8,24	476	20 000	2094
990	728	1000	104,7	168	6,22	0,93	9,12	488	21 400	2240

Избыточное давление				Продолжительность рабочего цикла φ	Фактор жесткости рабочего цикла $\frac{dp}{da}$		Период задержки воспламенения, τ_i						
надува P_n		выхлопа P_r			сгорания P_z		топлива P_m						
кг/см ²	н/см ²	кг/см ²	н/см ²	кг/см ²	н/см ²	кг/см ²	н/см ²	град	рад	кг/см ² град	н/см ² град	град	рад
Генераторная характеристика													
0,06	0,59	0,42	4,18	52	510	260	2550	9,2	0,16	5,1	50,0	17,7	0,31
0,17	1,67	0,23	2,26	63	618	420	4120	24,2	0,37	6,3	61,7	17,2	0,30
0,35	3,43	0,36	3,53	72	706	530	5200	27,9	0,49	10,0	98,1	16,5	0,29
0,65	6,47	0,56	5,49	80	785	650	6470	32,8	0,57	7,0	68,7	13,5	0,24
0,96	9,41	0,79	7,75	82	804	780	7650	38,8	0,68	5,8	56,9	12,2	0,21
1,13	11,1	0,87	8,53	—	—	—	—	39,2	0,69	7,2	70,6	10,7	0,19

Эффективная мощность N_e		Число оборотов n		Удельный расход топлива g_e		Цикловая подача топлива $g_{\text{ц}}$		Средняя (по цилиндрам) тем- пература выхлопа, $t_{\text{r}}^{\circ}\text{C}$	Число оборотов газотурбонагнетателя, $n_{\text{гтн}}$				
л. с.	квт	об/мин	рад/сек	г/л. с. ч	10^{-4} н/лэт. сек	г/цикл	10^{-3} н/цикл		об/мин	рад/сек			
Винтовая характеристика													
Холостой ход		1000	104,7	—	—	0,09	0,88	121	7 800	816			
225	166	630	65,9	173	6,40	0,34	3,33	275	7 750	811			
450	331	800	83,7	162	6,00	0,51	5,00	351	12 400	1298			
675	497	910	95,2	164	6,07	0,68	6,67	419	16 500	1726			
900	662	1000	104,7	167	6,18	0,83	8,24	480	20 000	2094			
Избыточное давление						Продол- житель- ность впрыска φ		Фактор нест- кости рабо- чего цикла $\frac{d\varphi}{d\alpha}$		Период задержки воспламене- ния, τ_i			
наддува, P_n		выхлопа, P_r		сгорания, P_z		топлива, P_m							
кг/см ²	н/см ²	кг/см ²	н/см ²	кг/см ²	н/см ²	кг/см ²	н/см ²	град	рад	кг/см ² град	$\frac{n}{\text{см}^2/\text{град}}$	град	рад
Винтовая характеристика													
0,07	0,69	0,13	1,28	45	441	300	2960	9,2	0,16	4,0	39,2	17,4	0,30
0,10	0,98	0,08	0,79	48	471	420	4120	19,8	0,35	9,7	95,0	16,2	0,28
0,30	2,94	0,24	2,36	61	598	480	4710	27,2	0,48	6,7	65,8	16,5	0,29
0,60	5,88	0,47	4,61	73	716	600	5880	34,0	0,60	5,6	55,0	14,1	0,25
0,96	9,42	0,77	7,55	81	794	760	7450	39,3	0,69	4,7	46,2	12,8	0,22

с газотурбинным наддувом (среднее эффективное давление порядка 11 кг/см^2), по результатам проведенных в ЦНИДИ работ по доводке рабочего процесса четырехтактного шестичилиндрового дизеля 6ЧН 23/30, в качестве исходных можно рекомендовать

параметры впрыска по данным фиг. 39. Эти параметры впрыска обеспечивают рабочие характеристики дизеля в соответствии с табл. 12 и получены при использовании топливной аппаратуры с диаметром плунжера 16 мм (отсасывающий объем нагнетательного клапана 190 мм³), распылителей $9 \times 0,37$ мм и средней скорости плунжера 1,37 м/сек.

В процессе доводочных испытаний опытный 6-цилиндровый двигатель 6ЧН 23/30 со степенью сжатия $\epsilon = 12,5$ и геометрическим опережением впрыска топлива $\psi_s = 25^\circ$ п. к. в. был оборудован газотурбонагнетателем с лопаточным диффузором; противодавление за турбиной составляло 1100 мм вод. ст. Предельно допустимая мощность двигателя при испытании ограничивалась температурой выхлопных газов, принимаемой не более 480°C на номинальном режиме работы $N_e = 900$ л. с.; применяемое топливо — дизельное по ГОСТ 4749—49 с теплотой сгорания 10 110 ккал/кг, удельным весом 0,85 г/см³ и вязкостью 5,5 сст при 20°C .

При форсировании топливной аппаратуры, помимо уже указанных ранее затруднений, возникают серьезные трудности по обеспечению достаточной надежности топливной аппаратуры из-за резкого роста механических нагрузок в системе ее привода. Данное обстоятельство прежде всего связано с вынужденным увеличением геометрических размеров плунжерной пары, изменением кинематических характеристик плунжера и усугубляется необходимостью сохранения давления впрыска на режиме минимальной производительности на уровне, еще достаточном для качественного распыливания топлива в камере сгорания дизеля.

В связи с этим при условии общего увеличения требуемого диапазона производительности весьма существенно возрастает давление впрыска на номинальном режиме работы. Так, в приведенном выше примере форсирования двигателя 6ЧН 23/30, давление впрыска на номинальном режиме работы увеличилось на 170 кг/см², а осевая нагрузка на плунжер превзошла начальную на 65%.

Такое положение создает при проектировании системы привода топливного насоса затруднения не только в части обеспечения механической надежности и достаточного срока службы системы топливоподачи, но и должной жесткости привода, влияющей на параметры впрыска. Например, по результатам осциллографирования процесса работы топливной аппаратуры на одноцилиндровом двигателе 1ЧН 23/30, максимальное давление впрыска, по сравнению с данными стендовых безмоторных испытаний, снизилось на 150—200 кг/см². Разница же в упругих деформациях приводов топливных насосов опытных дизелей 1ЧН 23/30 и 6ЧН 23/30 с целью получения оптимального фактического опережения впрыска ψ порядка 22° п. к. в., привела к необходимости относительного смещения геометрического начала подачи ψ_s на 5° п. к. в. (для дизеля 1ЧН 23/30 $\psi_s = 30^\circ$ п. к. в.; 6ЧН 23/30 — 25° п. к. в.).

Все изложенные обстоятельства, являющиеся специфическими в случае создания топливной аппаратуры для форсированных дизелей, следует учитывать при новом проектировании и модернизации существующих конструкций.

2. ТЕПЛОВАЯ ЗАЩИТА РАСПЫЛИТЕЛЕЙ

При эксплуатации дизелей имеет место существенная тепловая нагрузка ответственных узлов и деталей, которая, в частности, для распылителей в отдельных случаях может оказаться недопустимой. По результатам проведенных в ЦНИДИ высокотемпературных исследований, было установлено, что для распылителей из обычных сталей критической является температура около 220°C . При более или менее длительной эксплуатации в усло-

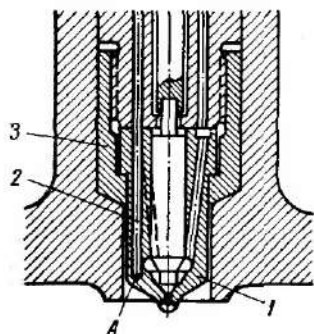
виях высоких температур материал распылителей претерпевает структурные изменения, приводящие в итоге к уменьшению твердости по месту конусного уплотнения, разбиванию седла иглы, ухудшению качества распыливания и полному выходу распылителя из строя из-за закоксовывания сопловых отверстий.

К указанному выше температурному пределу близки фактические температуры некоторых форсированных двигателей, в связи с чем вопрос тепловой защиты распылителей актуален уже в настоящее время. Так, по данным [24], при работе двухтактного быстроходного двигателя типа Д 150/170 при числе оборотов $n = 1400 \text{ об/мин}$ и сред-

нем эффективном давлении $P_e = 5 \text{ кг/см}^2$, замеренная термопарой в точке А (фиг. 40) температура распылителя составила 230°C .

Возможные пути снижения температурного потенциала распылителей, в частности, определяются конструктивными мероприятиями по отводу от форсунки и распылителя тепла путем интенсификации процесса охлаждения форсунки. Однако данный путь обычно не приводит к радикальным решениям и более эффективным является другой путь, ограничивающий теплопередачу и уменьшающий нагрев распылителя.

Основное количество тепла подводится к распылителю со стороны камеры сгорания за счет непосредственного контакта с раскаленными газами и радиационного излучения, а отводится с вырскиваемым в цилиндр дизеля топливом. Подвод тепла



Фиг. 40. Конструктивная схема монтажа термопары в распылителе форсунки:

1 — распылитель; 2 — термопара; 3 — стяжная гайка; А — точка замера температуры.

к цилиндрической части распылителя обычно невелик, а в зависимости от различных условий (интенсивность охлаждения, количество впрыскиваемого топлива и др.) поступление тепла к корпусу форсунки может вообще и не иметь места.

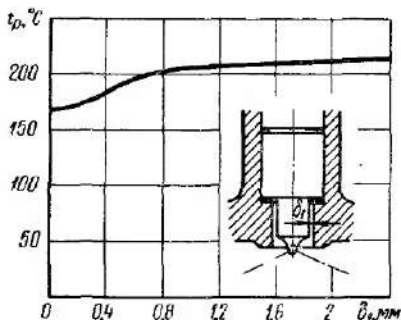
На температуре распылителя заметно сказывается радиальный зазор по месту посадки в крышку цилиндра. Обычный монтажный зазор δ (фиг. 41) составляет около 0,3—0,4 мм, и при эксцентричном положении форсунки в крышке цилиндра местный зазор по месту посадки распылителя может возрасти до 0,8 мм и более — для форсунок относительно большей размерности. При этом непосредственное воздействие газов в цилиндре двигателя приводит к существенному росту температур распылителя (фиг. 41), которые к тому же распределяются неравномерно по периметру распылителя.

Подобное обстоятельство, даже и при отсутствии местного перегрева, особенно при одностороннем касании распылителя стенки гнезда крышки цилиндра может повлечь за собой неравномерную температурную деформацию распылителя, зависание иглы форсунки, закоксовывание сопловых отверстий и нарушение нормальной работы двигателя.

При сравнительно больших зазорах (более 2 мм) распылитель максимально подвержен воздействию газов и дальнейшее увеличение зазора практически не оказывает какого-либо влияния. При меньших зазорах теплоемкость попадающей в зазор массы раскаленных газов невелика и действие последних сказывается тем менее, чем меньше зазор. Из этого вытекает настоятельная необходимость максимально возможного уменьшения радиального зазора при посадке распылителя в крышку цилиндра и обязательной центровки форсунки в крышке, которая фактически отсутствует на целом ряде существующих дизелей.

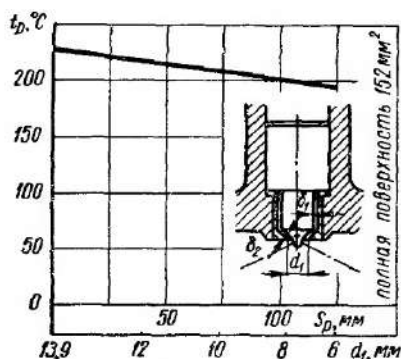
Температура распылителей зависит от действия многочисленных факторов, но очевидно, что, помимо сказанного, одним из эффективных средств увеличения надежности работы топливной аппаратуры в целом является максимальное уменьшение лобовой поверхности распылителя.

В данном отношении характерны результаты испытаний упомянутого выше двигателя Д 150/170. Так, при замене основного распылителя Т по классификации БОШ (меньший диаметр



Фиг. 41. Влияние монтажного зазора δ_1 распылителя в крышке цилиндра на рабочую температуру распылителя t_p .

распылителя — 17,8 мм) на распылитель размера S (13,9 мм) температура распылителя при прочих равных условиях снизилась до абсолютного значения 190° С, т. е. упала на 40° С. Естественно, простая замена на двигателе распылителей, подбираемых по заданной производительности, практически возможна лишь в исключительных случаях. По указанной причине, одной из тенденций в части тепловой защиты в настоящее время является экранирование распылителей стальными колпачками (фиг. 42).



Фиг. 42. Влияние экранирования на рабочую температуру распылителя:

t_p — температура распылителя; δ_1 и δ_2 — монтажные зазоры; S_p — величина защищенной экраном торцевой поверхности распылителя; d_1 — диаметр открытой торцевой поверхности распылителя.

теля от площади экранирования лобовой поверхности распылителя для быстроходного двухтактного дизеля с петлевой продувкой типа Д 120/140, работающего при числе оборотов $n = 1800$ об/мин и среднем эффективном давлении $P_e = 4$ кг/см².

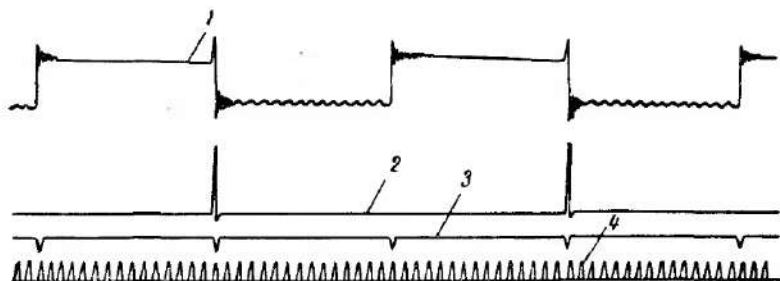
При незапрессованном колпачке из-за тепловой изоляции и ухудшения теплообмена с охлаждаемой крышкой распылитель нагревается более значительно, чем если бы он устанавливался непосредственно в крышку цилиндра.

Эффективность правильно выполненной тепловой защиты распылителя путем экранирования еще более возрастает при установке в щель между колпачком и торцом распылителя кольцевой термоизолирующей прокладки, препятствующей проникновению в щель раскаленных газов. При практическом применении такого варианта возможно предусмотреть и вторую термоизолирующую прокладку под нижней крепежной гайкой форсунки, высота которой должна быть подобрана с целью разгрузки распылителя от продольных механических нагрузок.

Выполнение всего комплекса целесообразных мероприятий реально позволяет снизить температуру распылителей двухтактных дизелей на величину до 70°C . Применительно к четырехтактным дизелям температурный эффект от использования экранной защиты оказывается несколько меньшим, что связано вообще с относительно более низкой температурой распылителей четырехтактных двигателей.

3. УЛУЧШЕНИЕ ПРОЦЕССА ВПРЫСКА ТОПЛИВА НА РЕЖИМАХ МАЛЫХ ПОДАЧ И ЧИСЕЛ ОБОРОТОВ

Данный вопрос является частью общего вопроса расширения диапазона рабочих нагрузок топливной аппаратуры и улучшения эксплуатационных показателей дизелей. Его решение в значительной степени обусловлено стабилизацией процесса впрыска в зоне холостых ходов и малых нагрузок дизеля и получением удовлетворительной равномерности распределения топлива по цилиндрам двигателя.



Фиг. 43. Осциллограмма процесса впрыска топливной аппаратуры дизеля Д-6 на режимах малых подач и чисел оборотов ($g_u = 0,048$ г/цикл; $n_k = 190$ об/мин);

1 — давление топлива; 2 — подъем иглы распылителя; 3 — условная отметка; 4 — масштаб времени.

Стабилизации процесса впрыска малых порций топлива препятствуют обстоятельства гидродинамического порядка, в основном связанные с явлением сжимаемости жидкости и условиями впрыска. Последние, в первую очередь, характеризуются разницей в давлениях начала подъема и закрытия иглы форсунки, зависящей от дифференциальной площади этой иглы. В процессе впрыска малых порций топливо предварительно сжимается в магистрали высокого давления до давления открытия иглы форсунки, а затем процесс впрыска становится неуправляемым, поскольку объем распыленного топлива определяется гидравлической «разрядкой» системы впрыска до меньшего давления закрытия иглы форсунки.

Вполне естественно, что, помимо конструкции иглы форсунки и давления ее первоначального затыга, существенное влияние на величину минимальной подачи топлива будет оказывать и полный объем магистрали высокого давления (объемы форсунки, трубопровода высокого давления, надклапанный объем в штуцере высокого давления топливного насоса).

На фиг. 43 показан типичный случай нестабильной работы топливной аппаратуры в зоне малых подач. В данном случае фактический впрыск топлива в цилиндр двигателя производится через один рабочий ход плунжера, сопровождаемый падением давления в магистрали высокого давления.

Повышенная неравномерность распределения топлива по секциям топливной аппаратуры в зоне малых подач связана с резким уменьшением гидравлической плотности плунжерных пар, с уменьшением активного хода плунжера (утечки топлива) и с относительно большим влиянием на процесс впрыска неточностей монтажа и изготовления элементов топливной аппаратуры. Эти индивидуальные особенности рабочих секций топливной аппаратуры в зоне малых подач и чисел оборотов одновременно сочетаются и со своеобразным законом изменения характеристики подачи, при котором кривая зависимости производительности секции от положения регулировочной рейки насоса становится более крутой, и ничтожные изменения положения регулировочной рейки влекут за собой значительные колебания цикловой подачи.

Практические трудности обеспечения необходимой равномерности и стабильной подачи малых порций топлива в общем случае настолько велики, что иногда приходится создавать специфические двухплунжерные конструкции топливных насосов, аналогичные представленной на фиг. 44. Такая конструкция топливного насоса применяется,

Фиг. 44. Двухплунжерная конструкция топливного насоса газодизеля фирмы «Вортигтон»:

1 — дополнительный нагнетательный клапан; 2 — основной нагнетательный клапан; 3 — дополнительный плунжер; 4 — основной плунжер.

в частности, на газодизеле американского производства, но в связи с наличием новых технических путей решения рассматриваемой задачи ее в настоящее время нельзя считать прогрессивной.

К путям решения поставленной задачи стабилизации процесса впрыска, с одной стороны, относятся различного рода кон-

структивные мероприятия, заключающиеся в максимальном уменьшении внутренних вредных объемов магистрали высокого давления, относительном увеличении дифференциальной площади иглы распылителя и правильном подборе отсасывающего объема нагнетательного клапана. С другой стороны, для улучшения равномерности подачи топлива по отдельным секциям используются пути повышения технологических требований в части качества изготовления конструктивных элементов топливной аппаратуры и их идентичности. При этом большое значение имеет так называемая коррекция скоростных характеристик впрыска, о которой будет более подробно сказано в следующем параграфе.

Уменьшение указанных выше вредных объемов должно осуществляться путем выбора минимально возможных диаметра и длины нагнетательных трубопроводов, что большей частью положительно сказывается и на номинальном режиме работы дизелей (улучшение экономических показателей). Точно также имеет значение и выбор конструкции нагнетательного клапана. Так, клапан (фиг. 11, з) имеет значительно меньший надклапанный объем по сравнению с клапанами других конструкций, представленных на той же фиг. 11, и в смысле стабилизации малых подач является более предпочтительным.

При конструировании распылителя стремление к увеличению дифференциальной площади, влекущее за собой уменьшение диаметра запорного конуса иглы, должно быть увязано с затягом пружины иглы форсунки и ограничено условиями допустимой интенсивности износа конусного уплотнения и достаточного срока службы форсунки.

Нередко на стабилизацию процесса впрыска положительное действие оказывает увеличение отсасывающего объема клапана, позволяющее изменить условия впрыска малых порций топлива. Так, при параллельном увеличении производительности плунжерной пары путем изменения положения регулировочной рейки, повышенные давления впрыска, характерные для большей производительности, обеспечат регулярный (без пропусков) подъем иглы форсунки.

В то же самое время относительно увеличенная цикловая подача в процессе каждого единичного впрыска будет уменьшаться на величину отсасывающего объема нагнетательного клапана, и действие отсасывающего пояска с неизменностью прервет начавшийся впрыск на фазе заданной минимальной производительности.

Влияние указанных факторов можно проследить на конкретном примере опытного варианта топливной аппаратуры дизеля типа Д 20,7/2 \times 25,4. Так, увеличение отсасывающего объема нагнетательного клапана до 100 мм³ (в серийном варианте клапан отсасывающего пояска не имеет) и уменьшение внутреннего

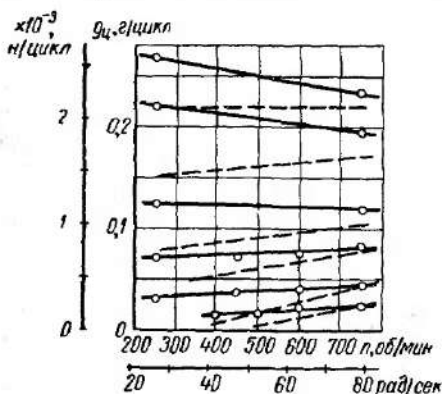
диаметра нагнетательного трубопровода с 3,5 до 2 мм уменьшило предел минимально устойчивых цикловых подач на оборотах холостого хода дизеля примерно в 1,6 раза или на 57 % по сравнению с серийным их значением.

4. КОРРЕКЦИЯ СКОРОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВПРЫСКА

Коррекция скоростных характеристик впрыска оказывает комплексное действие на рабочие показатели топливной аппаратуры и имеет важное значение для улучшения эксплуатационных характеристик дизелей всех назначений. Коррекция способ-

ствует стабилизации процесса впрыска в зоне малых цикловых подач и резкому уменьшению неравномерности подачи топлива по цилиндрам дизелей, резкому снижению минимально устойчивых оборотов холостого хода дизелей и улучшению их тяговых свойств при работе по внешней характеристике.

Обычный вид скоростных характеристик топливной аппаратуры, изображенный на фиг. 45 (штриховые кривые), в зоне малых подач обусловлен относительным снижением гидравлической плотности плунжерных пар при малом активном ходе плунжера, естественно, в большей степени проявляющимся при мень-



Фиг. 45. Скоростные характеристики топливной аппаратуры тепловозного дизеля М-751 и газодизеля ГД-700 (дизель типа 12Ч18/20):

$q_{ц}$ — цикловая подача; n — число оборотов кулачкового вала. Штриховые кривые — с серийным нагнетательным клапаном; сплошные кривые — с нагнетательным клапаном-корректором.

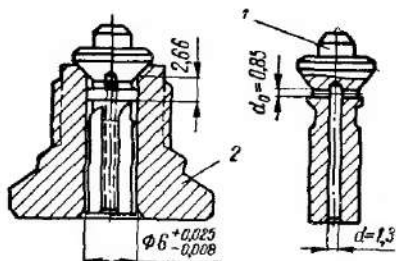
шем числе оборотов кулачкового вала насоса. Подобное обстоятельство приводит к интенсивному падению цикловой подачи с уменьшением числа оборотов дизеля и, несмотря на наличие регулятора числа оборотов, создает условия для нестабильной работы дизеля на режимах холостых ходов и малых нагрузок. В соответствии с обычным видом скоростных характеристик любой случайно начавшийся процесс незначительного торможения или разгона дизеля вынужденно прогрессирует по вине топливной аппаратуры и двигатель как бы сам себя тормозит или разгоняет.

Не менее важен данный вопрос применительно к газодизелям, для которых регулирование топливной аппаратуры с целью экономии жидкого топлива должно производиться на граничную

подачу запальной порции, еще обеспечивающую воспламенение рабочей смеси в цилиндрах. При строгом выполнении последнего условия единственно возможной оказывается работа газодизеля только на номинальном числе оборотов, а регулировка топливной аппаратуры на режиме малых оборотов с очевидностью влечет перерасход жидкого топлива на всех других эксплуатационных режимах газодизеля. Перерасход топлива еще более усугубляется резким увеличением неравномерности подачи именно в зоне малых цикловых подач.

При эксплуатации на режимах внешней характеристики дизелей транспортного, а иногда и судового назначений существенно важен прирост крутящего момента при снижении числа оборотов при перегрузках.* Со стороны топливной аппаратуры он может быть обусловлен увеличением цикловой производительности в зоне номинальных подач (при положении регулировочной рейки насоса до «упора») при снижении числа оборотов. Указанное обстоятельство практически не имеет места для серийной топливной аппаратуры дизелей (фиг. 45, штриховые кривые), в связи с чем обычно имеющие место резервы дизелей в части воздушного заряда цилиндра не могут быть реализованы. В конечном итоге, представляется более целесообразным иной вид скоростных характеристик топливной аппаратуры, при котором цикловые подачи в области меньших чисел оборотов должны только возрастать.

Подобного рода коррекция скоростных характеристик в определенной мере возможна за счет применения нагнетательных клапанов конструкции ЦНИДИ (фиг. 46). Наличие в нагнетательных клапанах-корректорах дросселирующих отверстий (фиг. 46) связана с изменением подъема клапана, а следовательно, и величины отсасываемого объема в зависимости от скоростного режима работы топливного насоса. Повышенному числу оборотов насоса в силу большого дросселирования топлива в корректирующих отверстиях соответствует относительно больший подъем нагнетательного клапана и отсасывающее действие пояски клапана и наоборот. На данном принципе и основан эффект коррекции.



Фиг. 46. Нагнетательный клапан-корректор конструкции ЦНИДИ для быстроходного дизеля:

1 — клапан; 2 — корпус клапана.

* Для главных судовых дизелей перегрузка связана с движением судна по мелководью, в битом льду, против сильного встречного ветра и т. д.

На фиг. 45 приведен конкретный пример коррекции скоростных характеристик опытной топливной аппаратуры за счет нагнетательных клапанов-корректоров для тепловозного дизеля и газодизеля. Такая аппаратура, применительно к газодизелю ГД-700, позволила обеспечить нормальный процесс работы в диапазоне чисел оборотов от 800 до 1500 об/мин с расходом жидкого топлива в переводе на эквивалент не более 12% от общего количества тепла, потребляемого газодизелем на номинальном режиме.

Подобный положительный результат, помимо собственно коррекции скоростных характеристик, одновременно связан с резким улучшением равномерности распределения топлива по цилиндрам двигателя, которая улучшилась вдвое по сравнению с практически достижимой неравномерностью при использовании серийной топливной аппаратуры. Данное положение объясняется относительно большей стабилизацией процесса впрыска малых цикловых подач с клапанами-корректорами, осуществляемого при небольших абсолютных подъемах клапанов. В то же время серийный нагнетательный клапан во всех случаях, независимо от единичной производительности, поднимается на величину всегда большую высоты отсасывающего пояса, в связи с чем малая цикловая подача, получаемая как разность двух больших чисел (производительность плунжерной пары за вычетом отсасываемого объема), не может быть достаточно стабильной в количественном отношении.

По данным завода «Русский дизель», применение нагнетательных клапанов-корректоров конструкции ЦНИДИ в ряде случаев позволяет вдвое снизить минимально устойчивое число оборотов судовых дизелей и довести его до величины в 15% от номинального числа оборотов при сохранении неизменными всех прочих эксплуатационных показателей дизелей.

5. УПРАВЛЯЕМЫЙ ВПРЫСК ТОПЛИВА

В соответствии с современными представлениями процессы подготовки, сгорания и преобразования тепловой энергии топлива в дизелях в механическую работу можно разбить на ряд характерных периодов [31]. Из них первый, или подготовительный, называемый периодом запаздывания самовоспламенения топлива, занимает время от момента начала подачи топлива в цилиндр двигателя до момента отрыва линии сгорания на индикаторной диаграмме от линии сжатия.

В зависимости от количества топлива, поданного за указанный промежуток времени, развивается дальнейший процесс его воспламенения и начального горения, или второй период процесса сгорания, который длится от конца предыдущего периода до момента достижения максимального давления сгорания.

Процессы, происходящие во втором периоде, непосредственно влияют на динамические показатели рабочего цикла дизеля, связанные со скоростью нарастания давления в цилиндре дизеля и величиной максимального давления сгорания. По этой причине в вопросе организации рабочего процесса принципиальное значение приобретает обеспечение оптимального закона топливоподачи. Данное обстоятельство особенно важно на современном этапе развития дизелестроения, когда одним из прогрессивных направлений в области совершенствования дизелей является применение наддува, позволяющего резко увеличить мощность силовых установок и в определенной мере их экономичность.

С точки зрения обеспечения минимальных давлений сгорания и жесткости работы, является необходимым, чтобы основная часть топлива впрыскивалась во втором периоде процесса сгорания, а в первом периоде должно быть подано количество, лишь гарантирующее устойчивое воспламенение. Таким образом, оказывается желательной подача относительно малого количества топлива в первой фазе единичного впрыска, соответствующей периоду запаздывания самовоспламенения, и основного количества топлива в последующей фазе. Подобного рода подача топлива носит название управляемого впрыска.

Одним из наиболее важных параметров, определяющих влияние характеристики топливоподачи на динамические показатели рабочего цикла дизеля, является фактор динамичности цикла σ , оцениваемый относительным количеством топлива g_{τ} , поданным за период запаздывания воспламенения

$$\sigma = \frac{g_{\tau}}{g_{\eta}}. \quad (11)$$

Влияние фактора динамичности цикла на закон тепловыделения в цилиндре двигателя, жесткость работы и давление сгорания можно проследить на целом ряде конкретных примеров. Так, по данным [34], изменение σ от 0,31 до 0,52, в зависимости от величины индикаторного периода запаздывания воспламенения, увеличивает среднюю скорость нарастания давления в цилиндре дизеля (фактор жесткости работы) примерно в 1,3—1,4 раза; при этом степень увеличения давления при сгорании, характеризующая максимальное давление в цилиндре, возрастает в 1,1—1,25 раза.

Учитывая изложенные обстоятельства, за счет рационального закона топливоподачи практически оказывается возможным решать целый ряд задач дизелестроения по улучшению условий протекания теплового процесса дизелей, увеличению их надежности и срока службы. По результатам проведенных исследований быстроходного дизеля с высоким наддувом [3], управляемый впрыск топлива, по сравнению с обычным способом топливоподачи, позволил снизить максимальное давление сгорания

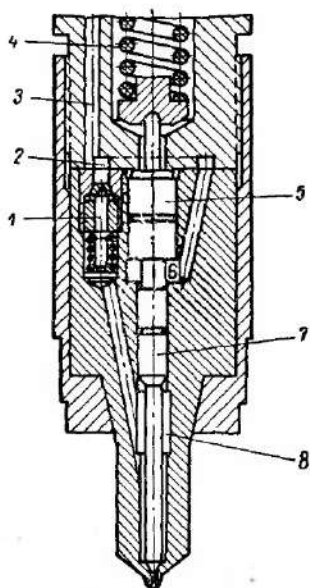
на 6,5%, а фактор жесткости работы двигателя на 23%. По некоторым данным, управляемый впрыск дает возможность увеличения среднего эффективного давления рабочего цикла дизеля до 30% без существенного изменения указанных выше динамических показателей.

Практически «управляемая» подача топлива может осуществляться в виде «двойной» или «ступенчатой» подачи, отличающихся друг от друга относительным распределением во времени запальной и основной порций топлива в единичном впрыске. В первом случае подача этих порций производится через определенный промежуток времени, во втором — следует одна за другой непосредственно.

Несмотря на простоту принципа воздействия на динамические показатели рабочего процесса дизеля путем управляемого впрыска, создание топливной аппаратуры, обеспечивающей необходимый закон топливоподачи, наталкивается на большие трудности. Существует весьма большое количество соответствующих предложений и патентов, однако конструктивные решения вопроса управляемого впрыска единичны, сложны и недостаточно надежны в работе сами по себе.

На фиг. 47 изображен разрез нижней части форсунки, разработанной английской фирмой CAV специально для уменьшения жесткости работы дизелей и уменьшения их шумности. Для осуществления разделенного (ступенчатого) впрыска фирма применила специальный топливный кулачок с «двойным» профилем, обеспечивающим двукратное «толчкообразное» движение плунжера топливного насоса в процессе единичной подачи. При использовании в последнем случае обычной форсунки предварительно сжатое в трубопроводе высокого давления топливо из-за запаздывания открытия иглы распылителя впрыскивалось совместно с основной порцией топлива и разделенная топливоподача не имела места.

Специальная форсунка (фиг. 47) имеет отличительные особенности, заключающиеся в наличии двух прецизионных поверхностей 5 и 7 и двух дифференциальных площадок у иглы распылителя, двух рабочих полостей 6 и 8 в корпусе распылителя, обратного клапана 1 и системы каналов. Верхняя полость 6 соединена



Фиг. 47. Форсунка ступенчатого впрыска.

с питающим каналом 3 выточкой 2. Нижняя полость 8 отделена от питающего канала 3 обратным клапаном 1. В процессе рабочего хода плунжера топливо первоначально поступает в полость 6 и 8 и поднимает иглу, давление открытия которой, отрегулированное пружиной 4, составляет 70 кг/см^2 ; при этом давление топлива одновременно действует на две дифференциальные площадки, соответствующие полостям 6 и 8 корпуса распылителя.

В дальнейшем после отсечки топлива кольцевой топливоподводящий канал 2 и полость 6 разгружаются от давления, а полость 8 разобщается от основной «разгруженной» магистрали обратным клапаном 1. По указанной причине впрыск топлива, в отличие от обычных закрытых форсунок заканчивается при значительно более высоком давлении против первоначального давления, которое в данном случае должно уравновесить затяг пружины 4, действуя лишь на одну нижнюю дифференциальную площадку иглы форсунки.

Рассмотренная конструкция форсунки позволяет получить ступенчатый впрыск топлива при одновременном применении и специального нагнетательного клапана насоса, так как обычный нагнетательный клапан не открывается, как это необходимо, дважды в процессе единичного впрыска.

По аналогичному принципу работает топливная аппаратура дизелей фирмы «Поляр», у которой давление открытия иглы несколько превышает максимальное давление сгорания в цилиндре ($65-70 \text{ кг/см}^2$), а давление закрытия иглы близко к 200 кг/см^2 .

Обязательным условием нормальной работы форсунки для ступенчатой подачи является полная или почти полная разгрузка нагнетательного трубопровода от остаточного давления. Это условие в топливной аппаратуре фирмы «Поляр» выполняется путем применения комбинированного нагнетательного клапана (может вообще отсутствовать), установленного, в частности, на топливном насосе двигателя фирмы «Поляр—Атлас» М46М.

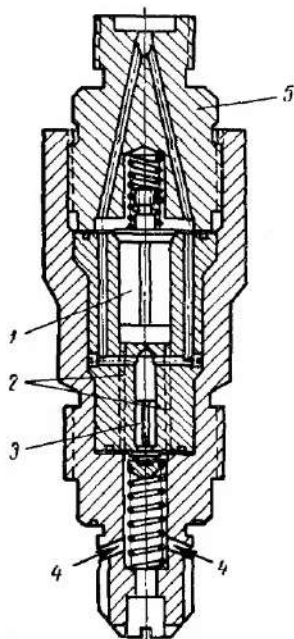
Конструкция комбинированного нагнетательного клапана приведена на фиг. 48. При нагнетательном ходе плунжера топливо подается по каналам 4 и 2 под клапан 1 и далее через штуцер 5 к форсунке. При отсечке топлива нагнетательный клапан 1 закрывается, а избыток давления топлива в нагнетательном трубопроводе «сравливаются» через обратный клапан 3, который по существу служит гидравлическим демпфером.

Системы описанного типа дают весьма характерные осциллограммы процесса впрыска, отличающиеся сравнительно низким давлением впрыска в первой фазе топливоподачи, порядка 100 кг/см^2 , соответствующей периоду запаздывания самовоспламенения, и резким ростом давления впрыска, до 400 кг/см^2 , во второй период процесса сгорания.

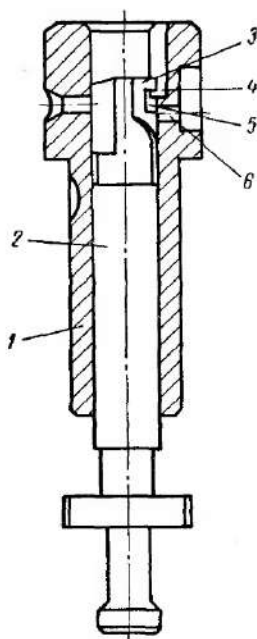
По данным [38], для дизеля фирмы «Вяртсиля—Поляр» К58М, оборудованного топливной аппаратурой управляемого впрыска,

максимальное давление сгорания на режиме нагрузки в 75% от номинальной мощности 1150 л. с. при $n = 330$ об/мин равно 55 кг/см^2 и, судя вообще по результатам испытаний, дизель может использовать низкодетановые топлива с повышенным значением периода запаздывания воспламенения.

Оригинальной является конструкция плунжерной пары с поперечным пазом в головке плунжера 3 и карманом в верхней части втулки (фиг. 49), разработанная Чехословацким дизель-



Фиг. 48. Комбинированный нагнетательный клапан.



Фиг. 49. Плунжерная пара двойного впрыска.

ным институтом. При рабочем движении плунжера такой пары первоначальный впрыск топлива длится до момента соединения пазом 5 плунжера 2 кармана 4 и отсечного окна 6 втулки 1, а вторичный впрыск начинается после перекрытия нижней кромкой паза 5 отсечного окна 6 и кончается нормальной отсечкой топлива в конце впрыска обычной винтовой кромкой. В настоящем случае в сочетании с кулачком специального профиля и корректирующим нагнетательным клапаном обеспечивается прерывистая (двойная) подача, дающая положительные результаты.

По данным [12], при замене обычной пары и подборе оптимальных фаз впрыска, на двухтактном быстроходном дизеле фирмы «Шкода» Д 110/130 максимальное давление сгорания на

номинальном режиме снизилось на 15—16 кг/см² с одновременным уменьшением жесткости работы и удельного расхода топлива примерно на 6 г/л. с. ч. При этом объем первой фазы составил 14—15 % от полного объема впрыскиваемого топлива, а разница между начальными предварительного и основного впрыска была равной 11—12° п. к. в.

Номинальные мощностные показатели дизеля фирмы «Шкода» Д 110/130 при впрыске бензина с октановым числом 72 удалось получить только с рассматриваемой парой двойного впрыска, когда оказалось возможным снизить максимальное давление сгорания до заведомо допустимого предела 60 кг/см².

6. ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА ДЛЯ СВОБОДНОПОРШНЕВЫХ ГЕНЕРАТОРОВ ГАЗА

В последнее время в определенной мере усилились работы в области создания свободнопоршневых генераторов газа (СПГГ) для газотурбинных установок. Интерес к подобного рода силовым агрегатам обусловлен целым рядом их положительных особенностей, таких как максимальная динамическая уравновешенность, хорошая экономичность и относительно малый удельный вес. Специфичность требований, предъявляемых СПГГ к топливной аппаратуре, связана со своеобразностью кинематики движения его синхронизирующего механизма, обеспечивающего к необходимому для впрыска топлива моменту времени лишь близкие к нулевым скорости плунжера.

Колебательное движение приводного устройства в СПГГ или СПДК (свободно поршневых дизель-компрессорах) существенно затрудняет использование обычных топливных систем, вынуждая в этом случае производить впрыск задолго до внутренней мертвой точки.

Для улучшения динамических показателей рабочего процесса СПГГ или СПДК возможно применение аккумулирующих топливных систем с пружинным или воздушным приводами, например по фиг. 26 и 27. В подобных системах механический привод осуществляет лишь «взвод» рабочего плунжера и определяет момент начала его действия, совершаемого за счет энергии, аккумулированной в процессе упомянутого взвода.

Стремление к дальнейшему улучшению рабочего процесса дизелей свободнопоршневого типа наталкивается на дополнительные трудности, касающиеся регулировки фаз впрыска на различных нагрузочных режимах.

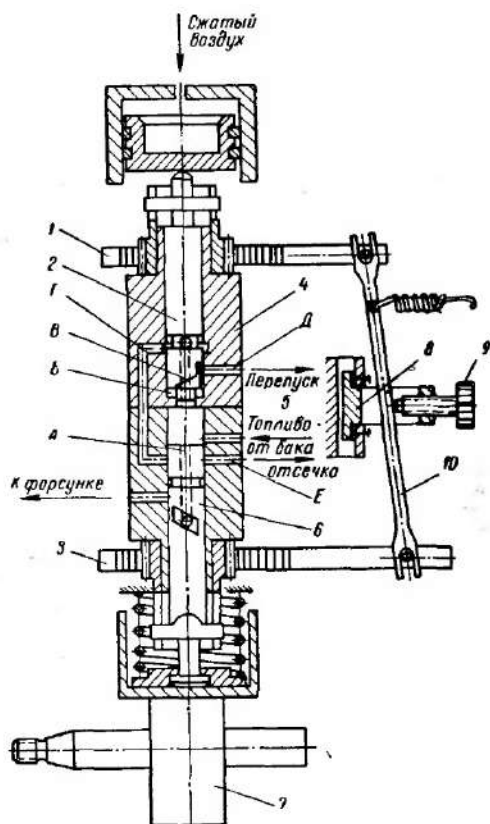
Ряд иностранных фирм, например фирма «Сигма», решает данный вопрос путем введения в систему привода топливного насоса специального механизма опережения подачи, сложного и малонадежного, но огражденного от заимствования патентным законодательством.

На фиг. 50 представлена разработанная в ЦНИДИ для высокоциклического СПГГ оригинальная конструктивная схема аккумуляторного топливного насоса с двумя плунжерами *, допускающая регулировку опережения впрыска иными приемами.

Сжимаемая топливо посредством механического привода с кулачковой шайбой 7, плунжер 6 поднимает плунжер 2 на величину,

зависящую от положения его скошенной кромки относительно перепускного отверстия Д. Тем самым регулируется объемная подача топлива, подаваемого через канал А и скошенный паз плунжера 6 к форсунке.

Впрыск топлива производится под действием сжатого воздуха и начинается в момент совпадения упомянутого скошенного паза с соответствующим каналом втулки 5 в процессе поступательного движения последнего. Производительность и фазы топливоподачи (опережение впрыска) регулируются рейками 3 и 1. Отсечка подачи топлива наступает при совмещении кольцевой канавки плунжера 2 с кольцевой канавкой втулки 4. При этом сжимаемое плунжером 2 топливо подается через каналы В и Г к кольцевой канавке плунжера 6, которая в момент отсечки совпадает с отверстием Е



Фиг. 50. Принципиальная конструктивная схема топливного насоса для СПГГ.

втулки 5. Торможение плунжера 2 в конце подачи производится за счет буферной полости Б.

Рассматриваемая конструктивная схема насоса, помимо возможности регулирования опережения, обладает ценным свойством, заключающимся в обеспечении резкого прекращения топливоподачи в конце процесса впрыска.

* Предложена и разработана канд. техн. наук А. Ф. Еремеевым и аспирантом Р. М. Башировым.

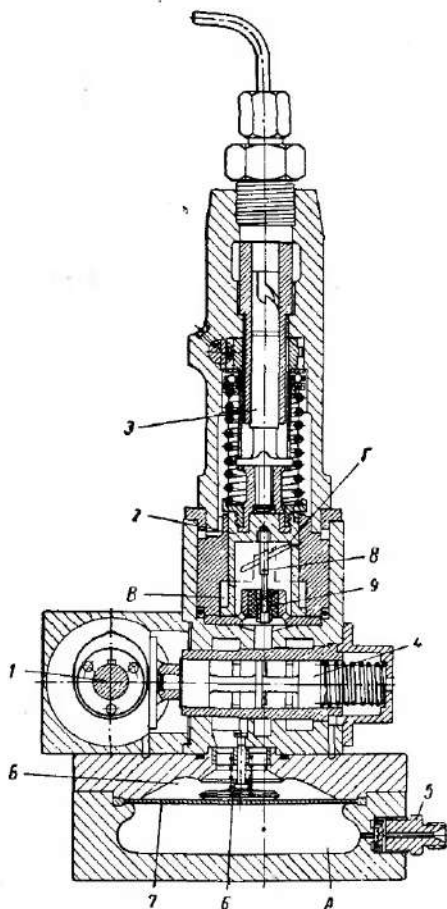
С целью исключения влияния разворота плунжера 6 при изменении опережения впрыска на цикловую производительность в схеме предусмотрено корректирующее устройство с рычагом 10 и регулирующим винтом 9. Это устройство при установке нового угла опережения рейкой 3, одновременно смещает регулировочную рейку 1 и обеспечивает неизменность цикловой подачи. Первоначальная подрегулировка корректирующего устройства на заданную подачу осуществляется винтом 9, а необходимая «степень» коррекции — изменением положения ползуна 8 по высоте.

В создании аккумулярующих топливных систем проблемными остаются вопросы управляемого впрыска.

7. ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТИПА

Создание надежных высокофорсированных дизелей в достаточной мере определяется возможностью механического усиления системы привода плунжера топливного насоса и уменьшения упругих деформаций, нарушающих исходные параметры в процессе топливоподачи.

На фиг. 51 представлен разрез конструкции топливного насоса с пневмогидравлическим приводом, не требующего жестких механических передач. Сжатый воздух поступает в воздушную полость А через штуцер 5 с обратным клапаном и, действуя на упругую мембрану 7, выдавливает рабочую жидкость (дизельное топливо) из объема В под поршень 2, связанный с рабочим плунжером 3. По окончании впрыска плунжер тормозится за счет сжатия



Фиг. 51. Экспериментальный топливный насос с пневмогидравлическим приводом.

заплечиками поршня 2 топлива в кольцевом объеме B , а топливо из подпоршневого объема сливается через специальные щели золотникового устройства, управляемого кулачковым валом 1.

В процессе впрыска кольцевой объем B сообщается с подпоршневым объемом благодаря щели Γ , действие которой синхронизировано с действием отсечной кромки плунжера 3. Клапан 6 предохраняет мембрану 7, изготовленную из синтетического материала, от прорыва при полностью выдавленной из объема B рабочей жидкости.

Заполнение объема B при соответствующем положении золотника 4 рабочей жидкостью производится автономным насосом с редукционным клапаном, создающим постоянное давление порядка 70 кг/см^2 . После впрыска жидкость сливается в расходный бак, проходя предварительно холодильник и фильтр.

Рассматриваемый экспериментальный топливный насос снабжен емкостным датчиком (подвижная и неподвижная пластина датчика соответственно 8 и 9) для возможности осциллографирования процесса движения плунжера.

Осциллографирование процесса впрыска опытной топливной аппаратуры пневмогидравлического типа показывает, что величина максимального давления топлива не зависит от режима работы дизеля. Такая аппаратура допускает возможность широкого изменения параметров впрыска простым изменением давлений в воздушных и гидравлических полостях насоса и очень удобна при доводке рабочего процесса двигателей.

Она обладает всеми преимуществами аккумулирующих систем и одновременно исключает повышенные механические нагрузки и упругие деформации распределительного вала. Учитывая сказанное, дальнейшей разработке и доводке подобной топливной аппаратуры, применительно к высокофорсированным дизелям, должно быть уделено серьезное внимание.

8. НЕПОСРЕДСТВЕННЫЙ ВПРЫСК СЖИЖЕННОГО ГАЗА

Использование более широкого ассортимента топлив, в том числе и легких фракций нефти, является одним из путей увеличения топливной базы для дизелей. Решение данной актуальной задачи способствует выравниванию баланса потребления различных топлив нефтяного происхождения и рациональному распределению топливных ресурсов по различным экономическим районам.

Из легких фракций по сравнению с обычными дизельными топливами реально могут найти применение керосины, лигроины, бензины и сжиженные пропан-бутановые газы. Последние получают как побочный продукт переработки нефти и представляют собой сравнительно дешевое и качественное моторное топливо.

По отношению к дизельному топливу легкие топлива отличаются малыми удельным весом и вязкостью, значительной испаряемостью, более узкими пределами воспламенения по коэффициенту избытка воздуха и т. д. Среди них сжиженный пропан-бутановый газ, при примерно одинаковой весовой калорийности, является «крайним» по своим физическим свойствам (табл. 13), в связи с чем при его использовании возникают особые трудности в создании эффективной и надежной системы топливоподачи и получении удовлетворительного рабочего процесса дизеля.

При нормальной температуре пропан-бутановый газ в зависимости от фракционного состава находится в жидком состоянии при давлении $6 \div 9 \text{ кг/см}^2$, его объемная калорийность сравнительно невелика, смазывающие свойства незначительны. Из возможных путей конкретного применения одним из наиболее эффективных является путь непосредственного впрыска пропан-бутановых газов в жидкой фазе, исключающий необходимость существенной конструктивной переделки дизеля, обязательной для перевода дизелей в газодизели или в газовые двигатели с воспламенением от постороннего источника. При этом проблемными являются вопросы обеспечения необходимых параметров топливоподачи, стабильности впрыска и достаточного срока службы топливной аппаратуры в целом.

Проведенные в ЦНИДИ испытания [29] показали возможность удовлетворительного решения всех указанных проблем. В частности, для улучшения воспламенительных и смазывающих свойств рассматриваемого газа к нему следует добавлять дизельное топливо в количестве не менее 5—7% по объему; стабильность впрыска гарантируется увеличением на $1,5\text{—}2,5 \text{ кг/см}^2$ давления подкачивания сверх давления насыщенных паров газа путем дополнительного поджатия газа в баллоне сжатым воздухом или посредством обычных топливоподкачивающих помп.

Испытанию в ЦНИДИ на сжиженном газе были подвергнуты дизели 1Ч 8,5/11; 1Ч 10,5/13 и 1Ч 18/22 с разделенными и полуразделенными камерами. В частности, на четырехтактном одноцилиндровом двигателе с вихревой камерой мощностью 5 л. с. при $n = 1500 \text{ об/мин}$ и степенью сжатия $\epsilon = 17$ серийная плунжерная пара диаметром 5 мм была заменена парой диаметром 7 мм, а давление в баллоне с жидким пропан-бутановым газом в смеси с 5—6% дизельного топлива увеличено поджатием воздухом до $8\text{—}12 \text{ кг/см}^2$, что оказалось достаточным и для прокачки смеси через обычный войлочный фильтр. Для нормального протекания рабочего процесса дизеля, помимо указанных выше мероприятий, на 4° п. к. в. было увеличено опережение впрыска и на $40\text{—}60 \text{ кг/см}^2$ уменьшен затяг пружины иглы форсунки с целью заглубления распыла.

Таблица 13

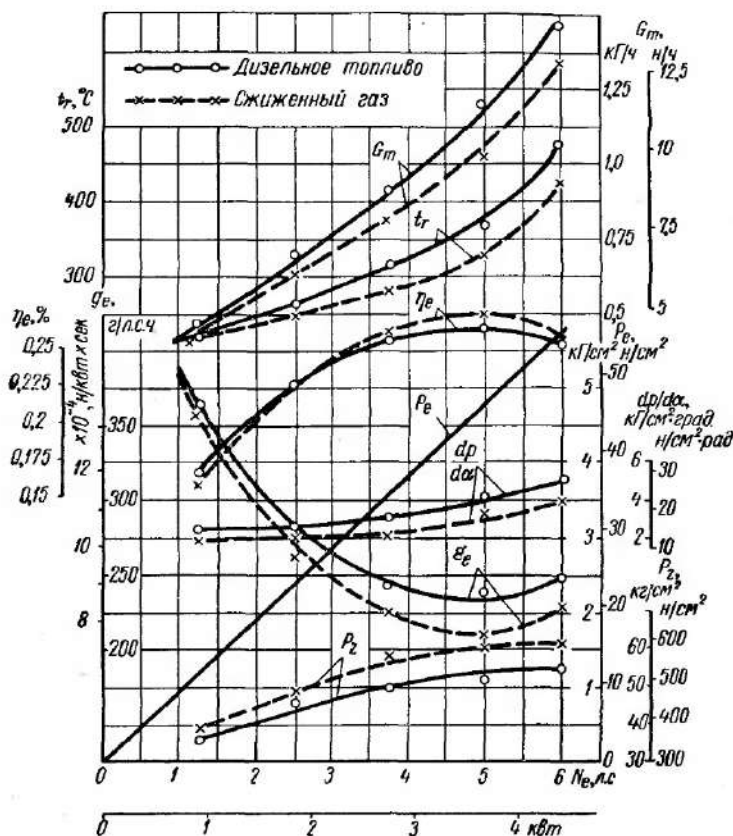
Физико-химические свойства различных топлив

Топливо	Удельный вес γ_m		Теплота сгорания Q_H			Температура самовоспламенения, $t^\circ\text{C}$ ($\alpha = 1$) при избыточном давлении	
	кг/л	10^{-3} н/см ³	ккал/л	ккал/кг	107 Дж/кг	1 кг/см ² (9,81 н/см ²)	30 кг/см ² (294 н/см ²)
Дизельное	0,83—0,86	8,23—8,43	9000	10 000	4,19	260—370	180—200
Керосин	0,82	8,04	8400	10 300	4,32	340—360	210
Лигроин	0,8	7,95	8300	10 400	4,36	—	—
Бензин	0,72—0,75	7,06—7,35	8000	10 500	4,40	415—500	275
Сжиженный пропан-бутановый газ	0,5—0,55	4,90—5,39	6600	11 000	4,62	490—550	300

Топливо	Кинематическая вязкость ν		Коэффициент сжимаемости β		Давление насыщенных паров $P_{\text{нас}}$ ($t=20^\circ\text{C}$)	
	сст	10^{-6} м ² /сек	10^6 см ² /кг	10^6 см ² /н	кг/см ²	н/см ²
Дизельное	2,5—6,5	2,5—6,5	80	8,15	0	0
Керосин	2,5—3,5	2,5—3,5	93	9,48	0	0
Лигроин	1,0	1,0	—	—	0	0
Бензин	0,6—0,9	0,6—0,9	250	25,5	0,15—0,25	1,47—2,45
Сжиженный пропан-бутановый газ	0,3	0,3	900—1200	91,8—122,4	6—9	58,8—88,3

Примечание. α — коэффициент избытка воздуха при сгорании топлива.

На фиг. 52 приведены результаты сравнительных испытаний дизеля 1Ч 8,5/11 на сжиженном газе (низшая теплота сгорания $Q_n = 11\,000$ ккал/кг) и дизельном топливе ($Q_n = 10\,000$ ккал/кг) при оптимальной регулировке для каждого сорта топлива и



Фиг. 52. Сравнительные рабочие характеристики дизеля 1Ч 8,5/11:

t_r — температура отработавших газов; η_e — эффективный к.п.д. рабочего цикла дизеля; g_e — удельный расход топлива дизеля; G_m — часовой расход топлива; p_e — среднее эффективное давление рабочего цикла; $\frac{dp}{d\alpha}$ — фактор жесткости рабочего цикла; p_z — максимальное давление сгорания; N_e — эффективная мощность дизеля.

давлении затяга пружины иглы форсунки $P_o = 70-90$ кг/см² в первом случае и $P_o = 130$ кг/см² во втором. Испытания показали, что на сжиженном газе дизель работает устойчиво во всем диапазоне рабочих нагрузок и с некоторым улучшением эффективных показателей по удельному расходу топлива, температуре выхлопных газов и жесткости работы. Особенно при форсировании

по числу оборотов (до 1800 об/мин и более) снижается шумность работы дизеля, которая, в частности, на номинальном режиме на 4 дБ ниже, чем при работе дизеля на обычном топливе. Испытание дизелей 1Ч 10,5/13 (вихревая камера) и 1Ч 18/22 (камера в поршне), также показали положительные результаты.

Проведенные исследования работы дизелей на сжиженном пропан-бутановом газе с непосредственным впрыском и самовоспламенением показывают возможность простейшей конвертации дизелей и технико-экономическую целесообразность рассмотренного метода впрыска, при котором с весьма малыми присадками дизельного топлива сохраняются исходные эффективные параметры дизеля. Стоимость сжиженного пропан-бутанового газа особенно в местах его добычи значительно меньше стоимости дизельного топлива. Метод непосредственного впрыска особо следует рекомендовать для двухтактных дизелей, поскольку их перевод на сжиженные газы другими способами более сложен, чем перевод четырехтактных дизелей.

9. ПРИМЕНЕНИЕ ТЯЖЕЛЫХ ТОПЛИВ

Применение в дизелях тяжелых топлив является второй составной частью предыдущего общего вопроса увеличения топливной базы для дизелей. В этом случае имеются в виду относительно более тяжелые фракции нефти — моторные топлива и мазуты.

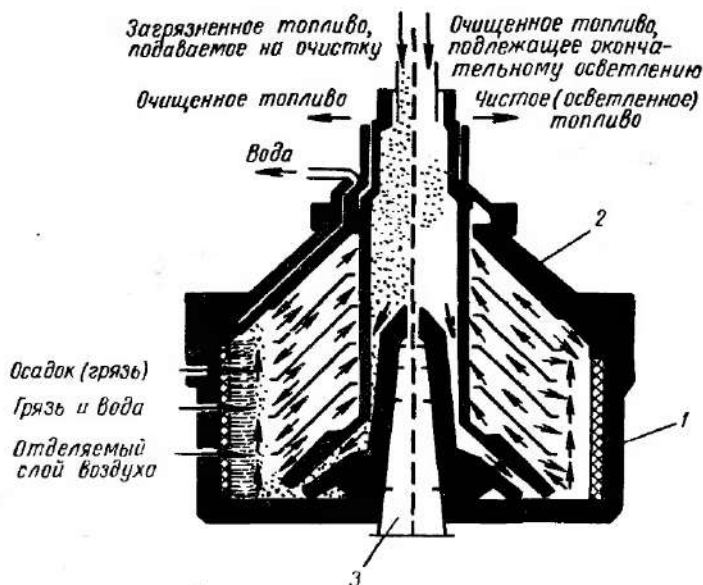
Перевод дизелей на тяжелые сорта топлив сопряжен с целым комплексом технических мероприятий по конструктивной доводке конкретного двигателя, обработке его узлов и доводке рабочего процесса. При этом основные трудности связаны с относительно большей вязкостью тяжелого топлива, относительно большим количеством в нем механических примесей, воды и серы, отрицательно сказывающихся на эксплуатационных качествах дизелей, прежде всего в части износа цилиндро-поршневой группы и подшипников, нагарообразования, экономичности и старения смазочного масла. Поскольку применение тяжелых топлив требует проведения капитальных конструктивных мероприятий по дизелю в целом, то оно, в первую очередь, целесообразно на двигателях судового и стационарного назначений, для которых относительные затраты, в частности, по дополнительному оборудованию или переоборудованию топливной аппаратуры не могут быть особенно велики.

Одним из основных направлений при переводе дизелей на тяжелые сорта топлив является предварительная топливоподготовка непосредственно на местах эксплуатации и применение нейтрализующих агрессивные свойства серы присадок к топливу и маслу.

Предварительная топливоподготовка в качестве основного элемента включает сепарирование с целью очистки топлива от

механических примесей и обезвоживание (кларификация и пурификация). Она осуществляется при подогреве топлива, одновременно необходимым и для обеспечения нормальной работы топливной аппаратуры (стабильность впрыска, качество распыливания). Для сепарирования наибольшая допустимая вязкость топлива обычно принимается равной 14—20° ВУ (Энглера).

Обычно очистка топлива производится в системе последовательно соединенных центробежных сепараторов, но существуют



Фиг. 53. Принципиальная конструктивная схема барабана универсального центробежного сепаратора для очистки тяжелого топлива:

1 — корпус; 2 — ротор; 3 — приводной вал.

и универсальные сепараторы, в которых процесс очищения тяжелого топлива завершается полностью (фиг. 53).

Упомянутый выше подогрев является необходимым и для получения определенных параметров впрыска. Так, проведенное в ЦНИДИ исследование [6] показало, что при подогреве моторного топлива марки ДТ-1 до температуры 80° С давление и продолжительность впрыска практически вплотную приближаются к аналогичным параметрам при нормальном распыливании дизельного топлива без подогрева. Однако величина запаздывания впрыска при этом отличается примерно вдвое, в связи с чем применение сравниваемых топлив на дизелях по необходимости требует различной регулировки топливного насоса.

Весьма характерно также влияние нагрева топлива на показатели качества распыливания. При испытании моторного топлива при температурах соответственно 23 и 80° С количество более мелких капель увеличилось в полтора раза, а средний арифметический диаметр капель распыленного топлива уменьшился на 13—14%.

Перевод дизелей с обычного дизельного топлива на тяжелое топливо имеет следствием изменение параметров рабочего процесса и сопровождается ростом удельного расхода топлива. Эти обстоятельства связаны с ухудшением мелкости распыливания и увеличением дальнобойности распыленной струи топлива, ухудшающих микро- и макроструктуру рабочей смеси в цилиндре дизеля.

Для улучшения процессов распыливания, смесеобразования и сгорания при применении тяжелого топлива реально возможно рекомендовать уменьшение диаметра сопловых отверстий распылителей. По результатам проведенных исследований [6], характеристики распыливания моторного топлива ДТ-1 по дальнобойности и мелкости примерно аналогичны таковым при использовании дизельного топлива в случае уменьшения диаметра сопловых отверстий на 15—20% при сохранении неизменным суммарного эффективного сечения сопловых отверстий распылителя.

Правильная организация процесса топливоподготовки значительно облегчает применение тяжелых топлив, улучшает качество распыливания топлива и смесеобразования и создает предпосылки для получения удовлетворительных эксплуатационных характеристик дизелей. Все мероприятия, касающиеся предварительной топливоподготовки, целесообразны только при условии подогрева магистральных топливопроводов, поскольку простая их теплоизоляция должного эффекта не дает.

Условия использования в дизелях тяжелых топлив с необходимостью требуют применения упомянутых выше присадок, выполняющих одновременно несколько функций. Такие многофункциональные присадки, в частности, к топливам должны способствовать полному сгоранию топлива и снижению нагарообразования в камере сгорания, уменьшению коррозии и износов рабочих узлов и деталей дизеля, должны исключать возможность отрицательного влияния на другие физико-химические свойства топлива. В качестве присадок к моторным топливам могут быть рекомендованы отечественные присадки ВНИИНП-101 и ВНИИНП-102. Присадки вводятся в расходные емкости или в непосредственно расходуемое топливо специальным дозатором в концентрации 0,2 ÷ 1,0% от веса топлива и в зависимости от сорта топлива.

По данным [27], добавление присадки ВНИИНП-101 к моторному топливу с содержанием серы 2% при длительной эксплуатации дизелей снижает износы и нагарообразование на 30—40% и в значительной степени предохраняет от износа прецизионные

элементы топливной аппаратуры. Основные характеристики некоторых применяемых присадок к топливам и маслам приведены в табл. 14.

Таблица 14

Основные характеристики некоторых применяемых присадок к топливам и маслам

Присадка или масло	Назначение присадки и масла	Условия применения присадки
ВНИИНП-102 ВНИИНП-101 Дислип-Ф	Антинагарная и разжижающая присадка к мазутам и моторным топливам Многофункциональная (антикоррозийная и моющая) присадка к серийным моторным топливам То же	Вводится в топливо в концентрации 1% по весу
Мобильгارد-593 M20E	Масло цилиндрическое с многофункциональной присадкой для работы на тяжелых топливах Масло цилиндрическое с присадкой МАСК (сверхосновной Са-алкилсалицилат) для работы на тяжелых топливах	—

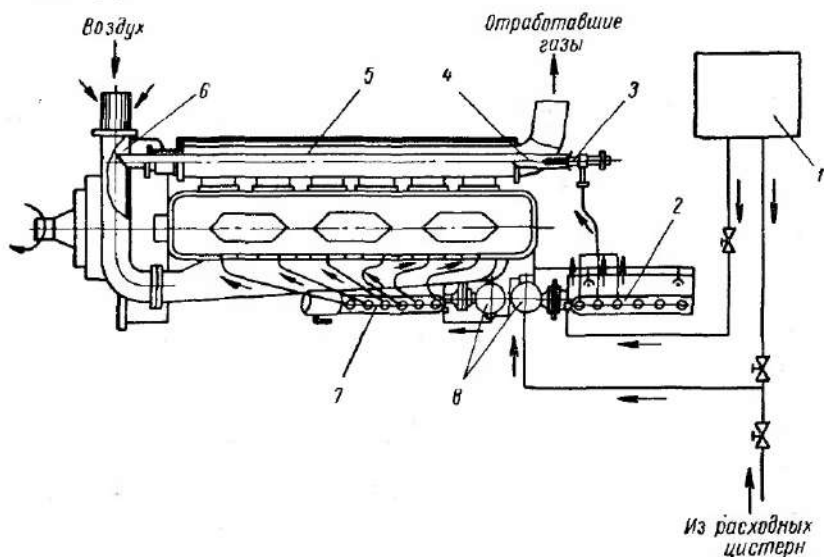
10. ДВУХФАЗНАЯ ПОДАЧА ТОПЛИВА

Теоретический анализ особенностей цикла дизеля при условии введения в воздушный заряд цилиндра добавочного топлива позволил установить возможность качественного улучшения рабочего процесса [35].

Экспериментальное исследование работы дизеля Д-6 с присадкой к воздушному заряду распыленного дизельного топлива или пропан-бутановой газовой смеси полностью подтверждает возможность интенсификации процесса сгорания и форсирования дизеля. Так, при ограничении температуры отработанных газов 500°C реально удалось повысить эффективную мощность дизеля на 25—35% при сохранении первоначальных экономических показателей, а при сохранении исходной мощности удельный расход топлива был снижен на 4 г/л. с. ч.

По опытным данным [35], во избежание жесткой работы дизеля максимально допустимое количество добавочного топлива должно обеспечивать значение коэффициента избытка воздуха в сжимаемой смеси не менее 4—4,5. Ввод добавочного топлива в цилиндр двигателя производится в паровой или мелкодиспергированной фазе через всасывающий коллектор двигателя, что не представляет особых затруднений для пропан-бутанового газа в связи с его повышенной испаряемостью. В этом случае

помимо регулирующих подачу устройств используются испарители, подогреваемые циркулирующей водой системы охлаждения дизеля; подача паровой фазы пропан-бутана во всасывающий коллектор осуществляется через смесительный патрубок. Однако приготовление высококачественной смеси дизельного топлива и воздуха при обычных температурах всасываемого воздуха затруднено и вынуждает проводить специальные мероприятия по улучшению качества распыливания дополнительной топливной аппаратуры.



Фиг. 54. Система двухфазной подачи топлива дизеля Д-6.

Мероприятия для достижения высоких однородности и тонкости распыливания, заключаются в распыливании топлива обычным механическим путем — посредством плунжерного насоса и форсунки — в испарительной камере, помещенной в выпускном коллекторе двигателя. Основной задачей испарителя не обязательно является полное испарение капель топлива, а лишь уменьшение их размеров за счет испарения до границ, исключающих концентрированное оседание и образование жидкой пленки; имеет значение также нейтрализация неравномерности подачи топлива из-за пульсаций, создаваемых дополнительной топливной аппаратурой. Пары легких фракций топлива и оставшиеся после распыливания и испарения топлива мелкие капли, попадая во всасывающий коллектор, охлаждаются. Однако, имеющая при этом место мелкокапельная конденсация не нарушает способности взвеси уноситься турбулентным пото-

ком воздуха без осаждения капель на стенках всасывающего коллектора.

На фиг. 54 представлена схема питания дизеля жидким добавочным топливом. Добавочное топливо самотеком поступает из емкости 1 к дополнительному плунжерному топливному насосу 2, количество работающих плунжерных секций которого устанавливается в зависимости от потребной производительности. Через общий коллектор топливо подается к форсунке 3, установленной в испарительной трубе 4, пропущенной через выхлопной коллектор 5 и одновременно входящей в колено всасывающего коллектора дизеля 6. Основное топливо поступает в цилиндры дизеля обычным путем — через фильтры 8 и топливный насос 7.

Рассмотренная система подготовки топлива обеспечивает получение хорошей смеси и в принципе пригодна для любого сорта дизельного топлива, в том числе для соляра, керосина, бензина.

11. ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА ВЫСОКООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Стремление к максимальному удовлетворению различных энергетических нужд в отдельных случаях приводит к необходимости создания компактных одиночных дизель-генераторных установок небольшой мощности с весьма высоким числом оборотов, до 6000 об/мин. Топливная аппаратура такого дизель-генератора, естественно, должна удовлетворять специфическим требованиям в части стабильности подачи и качественного распыливания малых порций топлива в широком диапазоне рабочих нагрузок и чисел оборотов, в частности, гарантирующих запуск двигателя.

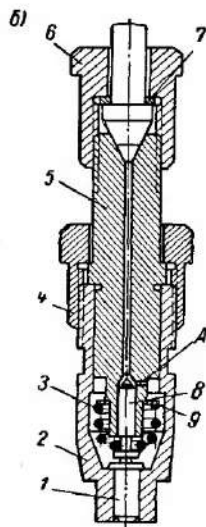
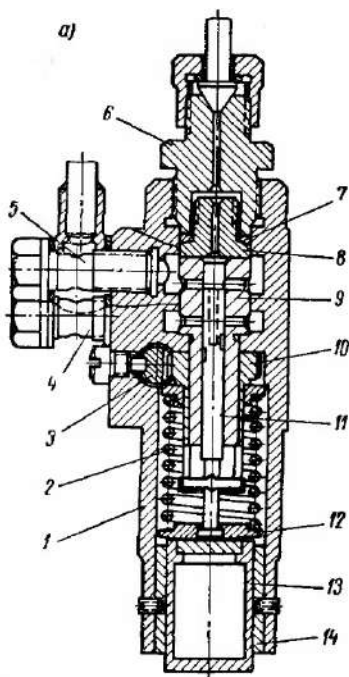
Данным требованиям в определенной степени удовлетворяет малогабаритная топливная аппаратура аккумулирующего типа, одновременно позволяющая облегчить условия работы топливного насоса и создать предпосылки для увеличения срока его службы. При создании столь своеобразной топливной аппаратуры основные трудности заключаются в выборе оптимальных геометрических соотношений для получения заданных параметров процесса впрыска.

Проведенные в ЦНИДИ исследования в области рассматриваемой проблемы позволили наметить конструктивные пути ее решения и показать принципиальную возможность создания образцов специальной топливной аппаратуры, обладающей рядом преимуществ по сравнению с топливной аппаратурой обычного типа.

На фиг. 55 изображены разрезы опытных вариантов топливного насоса с плунжером-золотником и аккумулирующей форсунки конструкции ЦНИДИ.

Отличительной особенностью насоса (фиг. 55, а) является наличие двойного ряда каналов в плунжерной втулке 9,

разделенных каналов подвода топлива и отсечки в корпусе 1 и отсутствие нагнетательного клапана. Топливный насос приводится в действие эксцентриковой шайбой, действующей непосредственно на стакан 13, и выполняет функции отмеривания топлива и зарядки гидравлического аккумулятора форсунки. Плунжер 11 с диаметром и ходом соответ-



Фиг. 55. Топливный насос и форсунка для высокооборотного маломощного двигателя.

а — насос:

1 — корпус насоса; 2 — возвратная пружина; 3 — регулировочная рейка; 4 — штуцер отвода топлива; 5 — штуцер подвода топлива; 6 — нагнетательный штуцер; 7 — уплотнительная прокладка; 8 — вытеснитель; 9 — втулка плунжера; 10 — зубчатая втулка; 11 — плунжер; 12 — нижняя тарелка; 13 — толкатель; 14 — направляющая толкателя;

б — форсунка:

1 — сопловая вставка; 2 — корпус форсунки; 3 — пружина иглы; 4 — стяжная гайка; 5 — направляющая игла; 6 — накидная гайка; 7 — упорная шайба; 8 — игла форсунки; 9 — тарелка пружины; А — дросселирующее отверстие.

ственно 5 и 6 мм имеет винтовую отсечную канавку, обеспечивающую отсечку топлива в конце рабочего хода плунжера.

Разделение топливоподводящих и отсечных каналов, с одной стороны, позволяет упорядочить движение потоков топлива, что необходимо для стабильного наполнения надплунжерного объема, а с другой — несколько увеличить длину головки плунжера и, следовательно, начальную гидравлическую плотность плунжерной пары.

В процессе нагнетания топливо заполняет аккумулирующий объем форсунки (фиг. 55, б) через дросселирующее отверстие *А* в корпусе *5* и, прижимая иглу *8* к плоскому седлу сопловой вставки *1*, дополнительно уплотняет единственно возможный выход топлива через сопловые отверстия.

Впрыск топлива начинается после отсечки топлива и разгрузки нагнетательного трубопровода от давления. Мгновенно создающаяся при этом разница давлений в аккумулирующем объеме и центральном канале корпуса *5* поднимает иглу *8*, и топливо, получая доступ к сопловым отверстиям вставки *1*, впрыскивается в цилиндр дизеля. Конец впрыска обуславливается моментом разгрузки аккумулирующего объема от избыточного давления, определяемого величиной натяга пружины *3* иглы форсунки.

В принятом конструктивном варианте диаметр иглы форсунки составлял 3 мм, емкость аккумулятора 0,64 см³ и давление начала впрыска — при натяге пружины иглы форсунки силой 4 кг — 170 кг/см². В связи с большим числом подач, стабилизация процесса впрыска в принятой системе практически возможна лишь при проточной системе питания топливного насоса с непрерывной циркуляцией топлива под давлением не менее 2 кг/см².

Рассмотренная конструкция топливной аппаратуры для удовлетворительного наполнения надплунжерного объема топлива требует весьма точной регулировки положения плунжера по высоте относительно впускных каналов втулки плунжера и применения нагнетательных трубопроводов минимальной длины и диаметра. В процессе стендовых испытаний опытной топливной аппаратуры с нагнетательным трубопроводом длиной 100 мм и внутренним диаметром 1,3 мм в границах цикловых подач от 0,002 до 0,015 г/цикл была достигнута стабильная подача в пределах до 6000 об/мин в диапазоне изменения числа оборотов в отношении 11:1.

Применительно к двухтактному дизелю с цилиндровой мощностью до 7 л. с. при $n = 6000$ об/мин, принятая со значительным запасом номинальная цикловая производительность насоса порядка $0,007 \div 0,008$ г/цикл обеспечивала максимальное давление впрыска около 400 кг/см². Применительно к четырехтактному дизелю, необходимость увеличения цикловых подач приводила к увеличению максимального давления впрыска более чем в 1,5 раза.

12. САМОРЕГУЛИРУЮЩАЯСЯ ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА

Свойство саморегулируемости заключается в самостоятельной способности топливной аппаратуры поддерживать неизменным заданный скоростной режим работы дизеля. Таким свойством в определенной мере обладают рассмотренные выше топливные

насосы с клапанами-корректорами. Однако подобные корректирующие системы по-прежнему предусматривают наличие обычного механического регулятора, работа которого в данном случае лишь облегчается.

Следует заметить, что благоприятные скоростные характеристики свойственны и топливной аппаратуре с регулированием подачи методом дросселирования на всасывании. При этом, поскольку величина наполнения надплунжерного объема является функцией времени — сечения распределительных (всасывающих) органов, то в зависимости от изменения числа оборотов топливного насоса цикловая производительность при неизменном положении регулировочной рейки растет или падает. Обычно подобного рода свойство саморегулируемости является недостаточным для качественного регулирования, в связи с чем оно практически требует усиления, которое, в частности, может быть осуществлено за счет дополнительного использования различного рода гидравлических явлений в системе топливоподачи.

Как было сказано ранее, принципиальным преимуществом распределительной топливной аппаратуры является ее конструктивная простота, малая металлоемкость и относительная дешевизна. Дальнейшее упрощение этой аппаратуры как раз и находит свое логическое завершение в снабжении ее, взамен сравнительно сложных механических регуляторов скорости, простейшими гидравлическими устройствами, выполняющими функции всережимных регуляторов скорости. Подобные регулирующие устройства нередко используют детали собственно топливного насоса, вследствие чего разграничение насосов и регуляторов, как отдельных элементов дизеля, теряет практический смысл.

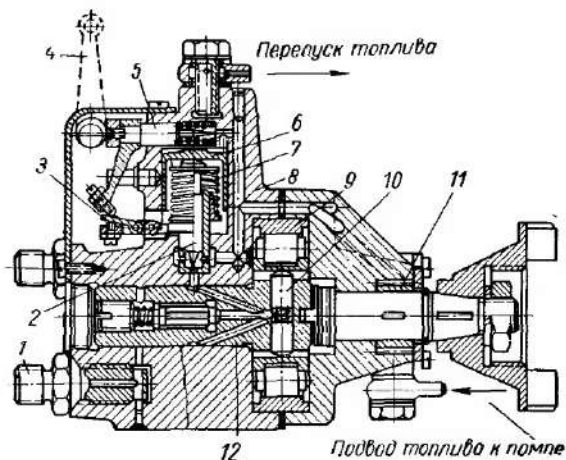
В саморегулирующихся топливных насосах роль регуляторов, помимо уже указанных нагнетательных клапанов специальной конструкции, могут выполнять отсечные муфты, нагруженные пружиной, топливоподкачивающие помпы, подающие топливо в дросселирующие устройства на линии всасывания и т. д. Получаемые при этом параметры регулирования в настоящее время еще не особенно высоки, но они оказываются вполне приемлемыми для одиночных силовых установок судового и транспортного назначения.

На фиг. 56 изображена разработанная ЦНИДИ совместно с Челябинским тракторным заводом принципиальная конструктивная схема саморегулирующегося распределительного топливного насоса с использованием для целей регулирования топливоподкачивающей помпы [14].

Принцип работы такой конструктивной схемы прост и заключается в том, что при вращении распределителя 12 кинематически связанные с ним роликовые толкатели обкатывают кулачковое кольцо 9 с внутренними кулачками и обеспечивают возвратно-поступательное движение парных плунжеров 10. При

этом в определенной фазе движения последних всасывающие и нагнетательные каналы распределителя попеременно совпадают с соответствующими каналами корпуса насоса 8, в связи с чем осуществляется периодическое наполнение межплунжерного объема топливом, подача топлива к штуцерам 1 и вырыск топлива поочередно во все цилиндры многоцилиндрового дизеля. Количественная регулировка производится дросселирующим устройством на линии всасывания.

Преимущества рассматриваемой конструктивной схемы распределительного насоса связаны с возможностью относительного



Фиг. 56. Саморегулирующийся топливный насос распределительного типа.

уменьшения диаметра парных плунжеров и механических нагрузок в системе привода, что способствует увеличению срока службы топливной аппаратуры.

Свойство саморегулируемости топливного насоса (фиг. 56) обусловлено благоприятным влиянием скоростного режима его работы на величину времени — сечения дросселирующего узла с иглой 2 и давления, создаваемого топливоподкачивающей помпой 11 и действующего на поршень гидравлического усилителя 6 (дросселирующую иглу 2). Таким образом, например, при сбросе нагрузки и росте числа оборотов дизеля, подача топлива насосом резко уменьшится из-за уменьшения времени открытия всасывающих распределительных органов и дополнительного прикрывания дросселирующей иглы, что ограничивает прирост числа оборотов и исключает разнос дизеля.

Необходимые параметры регулирования устанавливаются пружиной 7, затяг которой для получения удовлетворительных регуляторных характеристик в широком диапазоне чисел оборотов

должен соответствовать скоростному режиму работы дизеля, задаваемому рычагом управления 4. Поворот рычага 4 приводит к осевому перемещению перепускной иглы 5, изменению давления в полости гидравлического усилителя с поршнем 6 и осевого положения дросселирующей иглы 2, определяющей цикловую производительность топливного насоса. Одновременно с этим за счет специального кинематического устройства несколько разворачивается коромысло с клином 3 и соответствующим образом меняется первоначальный натяг пружины 7.

Стендовые и моторные испытания топливного насоса по представленной конструктивной схеме показали правильность исходного конструктивного принципа и целесообразность завершения доводочных работ с конечной целью создания промышленного образца топливной аппаратуры саморегулирующегося типа.

Г Л А В А III

РАСЧЕТ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Расчет топливной аппаратуры, в первую очередь, касается выбора основных конструктивных элементов топливного насоса высокого давления и форсунки, гарантирующих получение заданных техническими условиями на проектирование параметров топливоподачи. Этот расчет должен обеспечить необходимые гидравлические свойства системы впрыска, непосредственно определяемые геометрическими размерами, кинематикой плунжера и суммарным эффективным сечением сопловых отверстий распылителя.

Уточненный расчет указанных элементов, строго говоря, должен базироваться на дифференциальных уравнениях математической физики и потому является очень сложным. В связи с этим, практика дизелестроения настоятельно требует разработки надежных инженерных методов расчета топливной аппаратуры для повсеместного использования.

Особенно в настоящее время в связи с форсированием дизелей путем наддува возникает актуальная задача увеличения надежности и моторесурса дизелей. Применительно к топливной аппаратуре данная задача затрагивает важные вопросы выбора оптимального диаметра плунжера и минимально возможных механических нагрузок в системе его привода.

Обобщенный анализ динамических нагрузок в приводе при впрыске топлива показывает существование однозначного оптимума для диаметра плунжера, в связи с чем расчет последнего должен являться обязательным элементом процесса создания новых конструкций топливной аппаратуры или модернизации существующих конструкций.

Ранее была показана принципиальная важность вопроса коррекции скоростных характеристик впрыска для улучшения эксплуатационных показателей дизелей. По этой причине разработка теоретических основ расчета корректирующих систем

впрыска создает реальные предпосылки для дальнейшего прогресса в области дизелестроения, связанного с уменьшением минимально устойчивых оборотов холостого хода дизелей и улучшением экономических показателей их работы.

В вопросе создания прогрессивных конструкций дизелей существенным элементом является расчет процесса распыливания топлива. Разработка теоретических основ подобного расчета в определенной мере закладывает фундамент в области дальнейшего изучения законов смесеобразования и сгорания топлива, познание которых необходимо для разработки и реализации практических мероприятий по улучшению рабочего процесса дизелей и создания дизелей с высокой экономичностью.

В силу изложенного является очевидной важность комплексного расчета топливной аппаратуры по целому ряду гидроаэродинамических и механических показателей и необходимость разработки инженерных методов расчета, существенно сокращающих общий объем работы по созданию и доводке новых систем топливоподачи.

1. ВЫБОР ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Вопросу расчета топливной аппаратуры дизелей посвящено много трудов. В ряде из них используются волновые и телеграфные уравнения [1], [2], [32], приводящие в итоге к трудоемкому методу расчета процесса впрыска по участкам при наперед заданных геометрических и кинематических параметрах топливной аппаратуры. Существуют и упрощенные методы расчета процесса впрыска, основанные на критериях подобия [26] и др., по в целом основную их целью обычно является решение обратной задачи нахождения по заданным исходным данным — единичной (цикловой) производительности, продолжительности впрыска и т. д. — геометрических размеров важнейших элементов топливной аппаратуры.

В основу предлагаемого ниже метода положены аналитические соотношения, связывающие основные геометрические размеры и кинематические характеристики плунжерной пары и проходные сечения распылителя с параметрами конкретного двигателя на базе существующих норм. Данный метод расчета прост и сравнительно точен, в связи с чем он может быть использован при разработке новой и модернизации существующей топливной аппаратуры обычного типа с механическим приводом плунжера топливного насоса. В предлагаемом методе исходным является выражение для единичной производительности g_4 плунжерной пары за ход впрыска

$$g_4 = \frac{N_{e.4} g_e}{60 n_k}, \quad (12)$$

где $N_{e.4}$ — номинальная мощность цилиндра двигателя, обеспечиваемая плунжерной парой;

g_e — удельный расход топлива двигателем;

n_k — номинальное число оборотов кулачкового вала.

Вполне очевидно, что диаметр плунжера в зависимости от требуемой единичной производительности определится по соотношению

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4g_e}{\pi \gamma_m h_e \eta_v}}, \quad (13)$$

где d_n — диаметр плунжера;

h_e — геометрический полезный ход плунжера;

γ_m — удельный вес топлива;

η_v — коэффициент подачи топливного насоса, характеризующий степень использования геометрического полезного хода плунжера при впрыске топлива.

Полагая $m = \frac{d_n}{h_e}$, имеем

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4mg_e}{\pi \gamma_m \eta_v}} \quad (14)$$

или

$$d_n = R \sqrt[3]{\frac{g_e}{\gamma_m \eta_v}}, \quad (15)$$

где

$$R = \sqrt[3]{\frac{4m}{\pi}}. \quad (16)$$

В табл. 15 представлены фактические значения m для ряда выполненных двигателей различного назначения с золотниковым, клапанным и смешанным регулированием топливной аппаратуры по фазам впрыска. Как видно, рассматриваемая величина отношения $\frac{d_n}{h_e}$ колеблется в сравнительно широких пределах, но в целом оказывается возможным выделить две обособленные группы топливной аппаратуры, соответствующие определенным мощностным группам двигателей.

Так, по табл. 15, до мощности 200 л. с. в цилиндре (в основном золотниковое регулирование фаз впрыска) отношение $\frac{d_n}{h_e}$ изменяется примерно от 2,4 до 5,6, а при большей мощности — от 1,22 до 4,5. В пределах этих групп представляется нецелесообразным рекомендовать предельно малые и предельно большие значения величины m . Так, большая величина отношения m связана с повышенными механическими нагрузками в приводе насоса и малой гидравлической плотностью плунжерных пар, характерных для относительно больших диаметров и малых активных ходов плунжера; малая же величина m создает предпосылки для недопустимого роста средних скоростей плунжера, долженствующих обеспечить заданную продолжительность впрыска топлива при относительно увеличенном ходе плунжера h_e .

Характеристики топливной аппаратуры дизелей

Заводское обозначение или марка дизеля	Цилиндровая мощность дизеля, N_e , ч		Число оборотов кулачкового вала, n_k		Цикловая подача топлива, g		Хол пшнжера, h , мм	Диаметр пшнжера $d_{пш}$, мм	Отсасывающий объем нагнетательного клапана, $q_{отс}$, м/сек	Средняя скорость пшнжера, $C_{пш}$, м/сек	Коэффициент подачи η_p	Геометрический поперечный ход пшнжера, h_2 , мм	$m = \frac{d_{пш}}{h_2}$	$m_1 = \frac{h_2}{h_n}$	Способ регулирования или фаз выхлопа
	л. с.	квт	об/мин	рад/сек	г/цикл	$10^{-3} \frac{г}{ч}$									
4-тактные двигатели															
4Ч 8,5/11	5	3,7	750	78,5	0,025	0,25	7	5	26	0,82	0,62	2,39	2,09	2,93	Золотниковый
4Ч 10,5/13	10	7,4	750	78,5	0,045	0,44	10	6,5	49	1,3	0,67	2,35	2,76	4,26	То же
K-150	13,3	9,8	750	78,5	0,062	0,61	10	8,5	49	1,2	0,78	1,63	5,21	6,14	»
4Ч 18/22	25	18,4	375	39,2	0,18	1,77	10	10	35	0,8	0,82	3,25	3,08	3,08	»
(опытный)															
Д-6	25	18,4	750	78,5	0,10	0,98	10	10	95	1,12	0,57	2,6	3,90	3,90	»
M50-4	83,5	61,4	850	89,0	0,30	2,94	12	13	85	1,5	0,85	3,09	4,21	3,88	»
6Ч 23/30	75	55,2	500	52,3	0,43	4,22	12	16	120	1,2	0,87	2,86	5,60	4,20	»
(опытный)															
6Ч 25/34	50	36,8	250	26,2	0,59	5,78	12	14	100	0,72	0,87	5,13	2,73	2,84	»
Д-50	166,6	122,6	375	39,2	1,24	12,17	20,7	20	430	1,05	0,65	7,10	2,81	2,92	»
6Ч 36/45	100	73,6	187,5	19,6	1,56	15,30	26	20	340	1,1	0,87	6,63	3,02	3,92	»
M6V40/46	334	245,8	520	54,4	3,65	35,80	22	27	0	1,3	0,83	9,0	3,00	2,45	Клапан-ный
MAN															
2-тактные двигатели															
6ДР 30/50	100	73,6	300	31,4	1,0	9,81	10	18	0	0,6	0,76	6	3,00	1,67	Клапан-ный

Заводское обозначение или марка дизеля	Цилиндрная мощность дизеля, № е, ч		Число оборотов кулачкового вала, п, %		Цикловая подача топлива, q_{cy}		Хол пшунера, h_p , мм	Диаметр пшунера $d_{пш}$, мм	Отсасывающий объем нагнетательного клапана, $q_{отс}$	Средняя скорость пшунера, $C_{пш}$, м/сек	Коэффициент подачи, $\eta_{пш}$, %	Геометрический погонный хол пшунера *, $h_{гп}$, мм	$m = \frac{h_p}{d_{пш}}$	$m_1 = \frac{h_p}{h_g}$	Способ регулировки фаз выпуска
	л. с.	нет	об/мин	рад/сек	$\frac{g}{\text{цикл}}$	$10^{-3} \frac{\text{куб. см}}{\text{цикл}}$									
ЗДР 43/61 8МН-42 «Зульпер» 2Д-100	250	184,0	250	26,2	2,82	27,67	12	25	0	4,1	0,78	8,5	2,95	1,41	То же
	257	189,0	360	37,7	2,06	20,20	15	18	0	4,3	0,95	9,9	1,82	1,52	»
	200	147,0	850	89,0	0,35	3,43	15,8	13	0	1,4	0,93	3,30	3,94	5,10	Золот-никовый
	312	229,5	250	26,2	3,54	34,70	20	25	0	4,3	0,66	12,70	4,97	4,57	Смешан-ный
8ДРН 43/61 6SD-72 Зульпер G8Z 52/90 MAN KZ 57/80 MAN	700	515,0	425	13,1	15,4	151,0	25	35	0	0,85	0,95	19,6	4,78	4,38	Клапан-ный
	238	175,1	145	15,2	4,5	44,10	28,5	33	0	—	0,85 **	7,3	4,52	3,90	Золот-никовый
	665	489,0	225	23,6	8,05	78,5	31	35	0	—	0,85 **	11,4	3,07	2,72	То же
	580	427,0	170	17,8	9,0	88,3	42	28	Без клапана	—	0,93 **	18,1	4,55	2,32	»
ДКРН 50/110 «Бурмайстер и Вайн» K7Z 78/140 MAN	1125	828,0	415	12,0	25,7	252,0	43,5	45	0	—	0,85 **	22,0	2,04	1,98	Клапан-ный
	1250	920,0	415	12,0	28,6	280,5	75	38	Без клапана	4,13	0,95	31,0	4,22	2,42	Золот-никовый

* Для дизельного топлива с удельным весом $\gamma_{тл} = 0,86 \text{ г/см}^3$ ($8,44 \cdot 10^{-3} \text{ н/см}^3$).

** Ориентировочно.

В соответствии со сказанным, на базе представленных в табл. 15 статистических норм, для дизелей малой и средней размерностей (порядка до 200 л. с. в цилиндре) следует принять значение m равным $3,0 \div 4,5$, а для дизелей большей размерности (в основном судовые дизели) $1,5 \div 3,0$.

Таким образом, выражение (15) оказывается возможным переписать в упрощенном виде, а именно:

для двигателей мощностью до 200 л. с. в цилиндре

$$d_n = (1,56 \div 1,78) \sqrt[3]{\frac{g_u}{\gamma_m \eta_v}}; \quad (17)$$

для двигателей мощностью более 200 л. с. в цилиндре

$$d_n = (1,24 \div 1,56) \sqrt[3]{\frac{g_u}{\gamma_m \eta_v}}. \quad (18)$$

Значение коэффициента подачи η_v для номинального режима работы топливной аппаратуры двигателей приведены в той же табл. 15. Строго говоря, этот коэффициент является функцией многих переменных и, помимо конструкции топливной аппаратуры, зависит от диаметра и геометрического полезного хода плунжера, числа оборотов кулачкового вала насоса, конструкции нагнетательного клапана, способа регулирования подачи и многого другого. Тем не менее, применительно к однотипной топливной аппаратуре с плунжером-золотником в первом приближении можно считать несущественным относительное влияние некоторых конструктивных факторов. Анализ фактических данных показывает, что значение коэффициента η_v обычно стабилизируется в зоне относительно больших полезных ходов плунжера — номинальные и близкие к ним цикловые подачи. Практически коэффициент подачи топливного насоса оказывается более или менее постоянным и в широком скоростном диапазоне, расположенном в области номинальных чисел оборотов. В связи со сказанным, ряд конструктивных факторов можно косвенно учитывать в зависимости от диаметра плунжера, определяющего основные размеры прочих элементов конструкции и рабочие показатели топливного насоса.

На фиг. 57 по данным табл. 15 представлена характерная кривая зависимости η_v от диаметра плунжера для топливных насосов золотникового типа. При этом некоторым исключением из общего правила является топливная аппаратура дизелей общего назначения Д-6 и тепловозных дизелей Д-50 и 2Д-100. Подобное обстоятельство связано с конструктивными особенностями топливной аппаратуры дизелей рассматриваемого типа и в первом случае ($\eta_v = 0,57$) обусловлено малой гидравлической плотностью плунжерных пар, практически лежащей ниже предела, установленного ГОСТ 9927—61 на поставку плунжерных пар порядка $6 \div 20$ сек при норме не менее 15 сек. Во втором случае имеющие

место значения η_v объясняются повышенным значением отсасывающего хода нагнетательного клапана *, несоразмерностью вредного объема сжатия топлива для двигателя Д-50 и наоборот отсутствием отсасывающего пояса у нагнетательного клапана двигателя 2Д-100 (повышенное значение η_v) и рядом других причин.

В конечном итоге для топливной аппаратуры обычного типа, не обладающей специфическими и конструктивными особенностями, с достаточным основанием можно пользоваться данными фиг. 57 для уточнения искомого диаметра плунжера d_n после его приближенного определения по выражениям (15) или (17), (18) с ориентировочно принятым η_v . При этом следует обратить внимание на то, что в связи с кубическим корнем в расчетных выражениях (18), (17), (15) в предварительной оценке численного значения коэффициента η_v можно допускать значительную погрешность без заметного искажения конечного результата вычислений. Данное положение дает определенную возможность принять за основу график на фиг. 57 и для расчета топливных систем с клапанным и смешанным регулированием и, следовательно, распространить его при отсутствии данных по η_v для аналогичных конструкций вообще на топливную аппаратуру с механическим приводом плунжера.

В частности, при расчете диаметра плунжера для двигателя М6В40/46 с клапанным регулированием фаз впрыска (табл. 15) по выражению (15) подстановка $\eta_v = 0,925$ по фиг. 57 вместо фактической величины $\eta_v = 0,83$ дает значение диаметра плунжера $d_n = 26$ мм, отличающееся от фактического значения $d_n = 27$ мм всего на 3,7%.

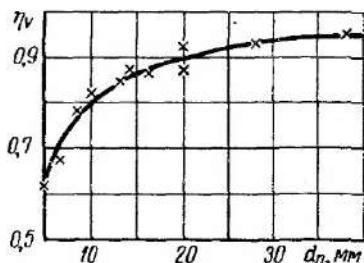
Изображенная на фиг. 57 графическая зависимость с достаточной степенью точности может быть представлена функцией $\eta_v = 0,8 \cdot d_{n(см)}^{0,17}$. Использование последней дает более удобную форму исходного выражения (14)

$$d_{n(см)} = \sqrt[3,17]{\frac{4mg_u}{0,8\pi\gamma_m}} \quad (19)$$

или

$$d_n = R_1 \sqrt[3,17]{\frac{g_u}{\gamma_m}}, \quad (20)$$

* Например, по данным табл. 15, величина отсасывающего объема нагнетательного клапана $q_{отс}$ для двигателя Д-50 на 90 мм³ превышает соответствующую величину для двигателя типа Ч36/45 при одинаковых диаметрах плунжера.



Фиг. 57. Зависимость коэффициента подачи η_v от диаметра плунжера d_n топливного насоса.

где

$$R_1 = \sqrt[3,17]{\frac{4m}{0,8\pi}}, \quad (21)$$

а g_u — в г/цикл;

γ_m — в г/см³.

Значения коэффициентов R и R_1 для установленных ранее пределов изменения m приведены в табл. 16 и на фиг. 58.

Таблица 16

Значения коэффициентов R и R_1 для заданного отношения $m = \frac{d_n}{h_e}$

$m = \frac{d_n}{h_2}$	$N_{e. y} > 200 \text{ л. с.}$ (147 км)				$N_{e. y} < 200 \text{ л. с.}$ (147 км)			
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	
$d_n = R \sqrt[3]{\frac{g_4}{\gamma_m \eta_v}}$	1,24	1,36	1,47	1,56	1,65	1,72	1,78	
$d_n = R_1 \sqrt[3,17]{\frac{g_4}{\gamma_m}}$	1,32	1,44	1,54	1,64	1,72	1,79	1,86	

По аналогии с выражениями (17) и (18):

для двигателей мощностью до 200 л. с. в цилиндре

$$d_n = (1,64 \div 1,86) \sqrt[3,17]{\frac{g_u}{\gamma_m}}; \quad (22)$$

для двигателей мощностью более 200 л. с. в цилиндре

$$d_n = (1,32 \div 1,64) \sqrt[3,17]{\frac{g_u}{\gamma_m}}. \quad (23)$$

В конечном итоге, точный расчет диаметра плунжера можно производить по выражению (15), а приближенный расчет — при отсутствии данных по η_v — по выражению (20) с выбором численных коэффициентов R и R_1 для заданного отношения m по табл. 16 или фиг. 58.

Геометрический полезный ход плунжера, дающий необходимую производительность плунжерного элемента, с очевидностью устанавливается по выражению

$$h_e = \frac{d_n}{m}. \quad (24)$$

При конкретном проектировании плунжерной пары расчетная величина h_e должна быть принята с запасом в 25—30% для обеспечения узаконенной перегрузки двигателя и компенсации износа плунжерной пары в эксплуатации.

В связи с этим,

$$h_{2, \text{зан}} = (1,25 \div 1,30) h_2. \quad (25)$$

В случае возможного форсирования топливной аппаратуры по производительности с целью дальнейшего увеличения мощности дизеля, данный запас должен быть соответственно увеличен и гарантирован выбранными размерами.

При определении полного хода плунжера h_n , помимо указанного выше запаса производительности, следует учитывать условия обеспечения наполнения надплунжерного объема топливом и необходимость отсечки топлива при еще достаточных скоростях плунжера. В соответствии с данными обстоятельствами, полный ход плунжера золотникового типа не может быть менее двукратной величины полезного геометрического хода. По фактическим данным, приведенным в табл. 15, очевидно, что для насосов с клапанным и смешанным регулированием отношение полного хода плунжера h_n к геометрическому полезному ходу h_2 составляет $1,38 \div 2,45$ и $2,32 \div 6,14$ для насосов золотникового типа.

Примем в первом случае (клапанное и смешанное регулирование)

$$m_1 = \frac{h_n}{h_2} = 1,5 \div 2,2 \quad (26)$$

и во втором (золотниковое регулирование)

$$m_1 = 3 \div 4,25. \quad (27)$$

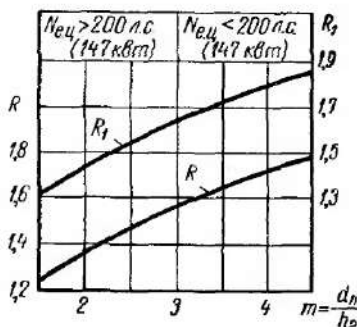
Поскольку топливные насосы с золотниковым регулированием используются на двигателях с самой различной степенью форсирования, то указанные для этого случая сравнительно широкие пределы отношения m_1 рекомендуется принимать по табл. 17.

Для топливной аппаратуры золотникового типа судовых дизелей мощностью более 500 л. с. в цилиндре отношение m_1 допускается принимать в пределах $2,5 \div 3,0$.

Очевидно, что

$$h_n = m_1 h_2. \quad (28)$$

Окончательно выбранные в процессе конкретного расчета диаметр и полный ход плунжера должны соответствовать основным параметрам, установленным табл. 1.



Фиг. 58. Зависимость расчетных коэффициентов R и R_1 от отношения $m = \frac{h_n}{h_2}$.

Рекомендуемые значения коэффициента m_1 для топливных насосов золотникового типа

Двигатели				
без наддува	с наддувом в %			
	25	50	75	100
3—3,25	3,25—3,5	3,5—3,75	3,75—4,0	4,0—4,25

Средняя скорость C_m плунжера топливного насоса, гарантирующая получение заданной продолжительности впрыска, определяется по очевидному соотношению

$$C_m = \frac{6n_k h_2}{\varphi_2}, \quad (29)$$

где n_k — число оборотов кулачкового вала топливного насоса;
 φ_2 — геометрическая продолжительность впрыска по углу поворота кулачкового вала.

С учетом выражений (12) и (13),

$$C_m = \frac{0,127 N_{e.ys} \eta_v}{\eta_v \gamma_m d_n^2 \varphi_2} \quad (30)$$

или, при указанной выше замене η_v , в упрощенном виде

$$C_m = \frac{0,159 N_{e.ys}}{\gamma_m d_n^{2,17} \varphi_2}. \quad (31)$$

В приведенных выражениях значение φ_2 устанавливается в зависимости от величины фактической продолжительности впрыска φ . В соответствии с практическими нормами

$$\varphi_2 = \frac{\varphi}{\Delta} \approx \frac{\varphi}{(1,3 \div 1,7)}, \quad (32)$$

Конкретные нормы по продолжительности подачи топлива для ряда двигателей, по данным ЦНИДИ, приведены в табл. 18 и на фиг. 59, по которым очевидно, что меньшие значения отношения $\Delta = \frac{\varphi}{\varphi_2}$ соответствуют более спокойным условиям работы топливной аппаратуры по давлению впрыска топлива.

Параметры топливоподачи ряда отечественных дизелей

Дизель		R-150	R-150 (с надув- ком)	Д-6	4Д19/30	4Д19/30	2Д-100	6Ч23/30	6Ч25/34	6Ч25/34	Д-50	6Ч36/45	6Ч36/45
Мощность дизеля, N_e	л. с.	80	450	150	200	250	2000	450	300	600	1000	900	1200
	квт	58,8	110	110	147	184	1471	331	221	442	735,5	662	884
Число оборотов, n	об./мин	1500	1500	1500	600	600	850	1000	500	500	750	375	375
	рад/сек	157,0	157,0	157,0	62,8	62,8	89,0	104,7	52,3	52,3	78,5	39,2	39,2
Максимальное давление выпуска, P_m	кг/см ²	200	220	450	280	350	540	610	430	550	590	700	700
	н/см ²	1960	2160	4420	2750	3440	5300	5990	4220	5400	5790	6870	6870
Фактическая продолжитель- ность выпуска φ	град п. к. в.	16	24	28	17	17	48	39	25	30	31	18	24
	рад	0,28	0,42	0,49	0,30	0,30	0,32	0,68	0,44	0,53	0,54	0,32	0,42
Геометрическая продолжитель- ность выпуска φ_g	град п. к. в.	12,5	18	19	12,5	12	12	24	18	21	20	11	15
	рад	0,22	0,32	0,33	0,22	0,21	0,21	0,42	0,32	0,37	0,35	0,19	0,26
Отношение $\Delta = \frac{\varphi}{\varphi_g}$		1,28	1,33	1,47	1,36	1,42	1,50	1,62	1,39	1,45	1,55	1,63	1,60

На номинальном числе оборотов двигателя средняя скорость плунжера в соответствии с практическими нормами обычно выбирается в пределах $0,7 \div 1,5$ м/сек для четырехтактных двигателей и $1,0 \div 2,0$ м/сек — для двухтактных.

На базе гидродинамических критериев подобия [26], суммарное живое сечение сопловых отверстий распылителей

$$f_c = \frac{f_n c_m}{N} \sqrt{\frac{\rho}{P_o - P_c}}, \quad (33)$$

где f_n — площадь поперечного сечения плунжера топливного насоса;

ρ — плотность вырскиваемого топлива (для дизельного топлива при удельном весе $\gamma_m = 0,86$ г/см³; $\rho = 0,88 \cdot 10^{-3}$ г·сек²/см⁴);

P_o — давление затяга (открытия) иглы форсунки;

P_c — давление в цилиндре двигателя в конце хода сжатия;

N — безразмерный критерий, равный $1,5 \div 2,1$.

Для наиболее напряженных условий работы топливной аппаратуры принимаются меньшие значения критерия N . Окончательно эффективное сечение распылителей μf_c^* , диаметр и число отверстий выбираются в процессе доводки рабочего процесса двигателя.

Пр и м е р. Рассчитать основные размеры и кинематические показатели плунжера-золотника шестицилиндрового четырехтактного дизеля типа 6Ч 25/34 с двукратным наддувом, исходной мощностью без наддува 300 л. с. при $n = 500$ об/мин и удельным расходом топлива $g_e = 175$ г/л. с. ч, $\gamma_m = 0,86$ г/цикл.

По выражению (12)

$$g_u = \frac{N_{e.u} g_e}{60 n_k} = \frac{50 \cdot 175}{60 \cdot 250} = 0,59 \text{ г/цикл.}$$

По выражению (22) при $m = 4,25$ ($R_1 = 1,83$ по фиг. 58)

$$d_n = 1,83 \sqrt[3,17]{\frac{g_u}{\gamma_m}} = 1,83 \sqrt[3,17]{\frac{0,59}{0,86}} = 1,63 \text{ см} = 16 \text{ мм},$$

$$h_e = \frac{d_n}{m} = \frac{16}{4,25} = 3,77 \text{ мм},$$

где h_e — геометрический полезный ход плунжера (см. фиг. 60).

Принимая по табл. 17 для двукратного наддува $m_1 = 4,25$, по выражению (28) имеем

$$h_n = 4,25 h_e = 4,25 \cdot 3,77 = 16 \text{ мм}.$$

* μ — коэффициент расхода сопловых отверстий распылителей, численно равный $0,55 \div 0,75$.

Следует заметить, что рассчитанные ход и диаметр плунжера соответствуют размерности Г по табл. 1 и, по данным эксперимента, также рекомендуются для форсирования двигателя 6Ч 25/34 путем наддува до 600 л. с.

При фактической продолжительности впрыска φ_k при наддуве двигателя порядка 15° по углу поворота кулачкового вала и коэффициенте «продолжительности» впрыска $\Delta \approx 1,5$

$$\varphi_z = \frac{\varphi_k}{1,5} = \frac{15}{1,5} = 10^\circ,$$

откуда, при геометрическом полезном ходе плунжера $h_z \approx 7,5$ мм ($g_u = 1,1$ г/цикл),

$$C_m = \frac{6n_k h_z}{\varphi_z} = \frac{6 \cdot 250 \cdot 0,0075}{10} = 1,12 \text{ м/сек.}$$

По выражению (33), при значении критерия $N = 1,9$, затяго пружины иглы форсунки $P_o = 200$ кг/см² ($P_c = 62$ кг/см²) и площади плунжера $f_n = 2,02$ см²,

$$f_c = \frac{2,02 \cdot 1,12}{1,9} \sqrt{\frac{0,88 \cdot 10^{-3}}{138 \cdot 10^{-3}}} = \frac{9,5}{10^3} \text{ см}^2 = 0,95 \text{ мм}^2.$$

Данная величина f_c соответствует суммарному сечению сопловых отверстий распылителя с 10 отверстиями диаметра 0,35 мм.

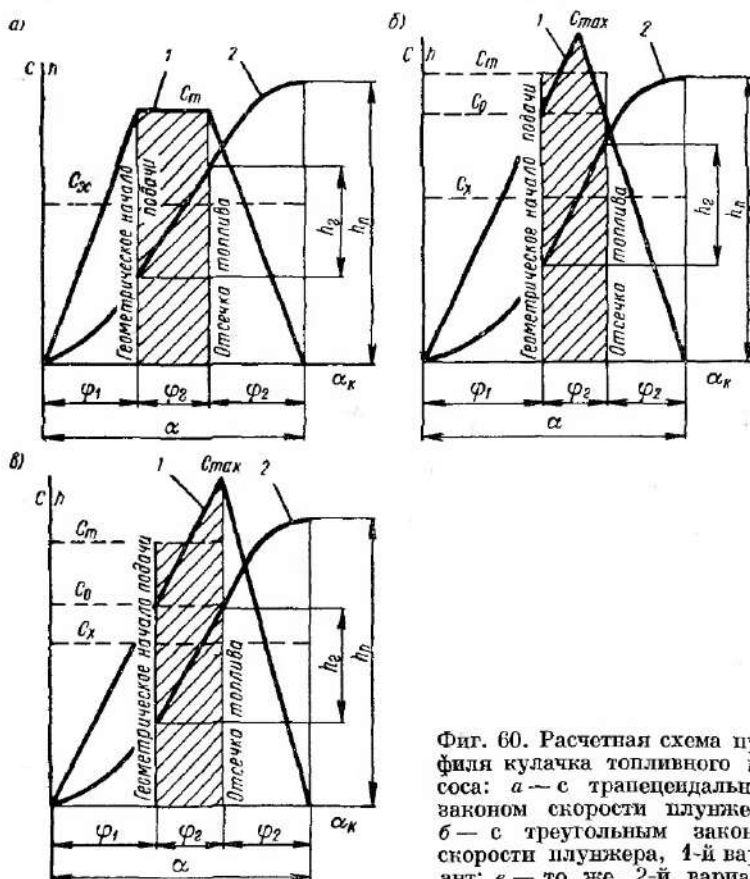
2. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЕЙ КУЛАЧКОВ ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ

Предлагаемый метод расчета профилей кулачков базируется на предшествующих расчетах геометрических размеров и кинематической характеристики плунжерной пары. Искомыми при этом являются основные геометрические размеры рабочего профиля кулачка топливного насоса — угол и величина полного подъема профиля, гарантирующие возможность построения профиля с необходимыми скоростными показателями и удовлетворяющие заданному условию по продолжительности впрыска.

По существу предлагаемый метод расчета исходит из очевидной однозначности кинематических возможностей профиля кулачка, регламентируемых указанными выше укрупненными показателями рабочего профиля и принятым законом изменения скорости плунжера. В дальнейшем после конкретного выбора основных размеров профиля его построение осуществляется на базе простых геометрических соотношений, учитывающих радиус кривизны ролика толкателя в системе привода плунжера.

На практике наиболее широко применяются профили кулачков топливных насосов, дающие трапецеидальный, треугольный

или близкие к ним законы изменения скорости плунжера в зависимости от угла поворота кулачкового вала топливного насоса (фиг. 60). Первый из указанных профилей (фиг. 60, а) характеризуется неизменной скоростью плунжера (кривая 1) в процессе



Фиг. 60. Расчетная схема профиля кулачка топливного насоса: а — с трапецеидальным законом скорости плунжера; б — с треугольным законом скорости плунжера, 1-й вариант; в — то же, 2-й вариант.

выпуска топлива, что создает определенные удобства при регулировке опережения впрыска на двигателе; второй (фиг. 60, б) — позволяет получить наибольшую среднюю скорость плунжера на участке геометрического полезного хода и в максимальной степени использовать полный подъем профиля.

Трапецеидальный закон скорости плунжера

Согласно представленной на фиг. 60, а схемы геометрических фаз процесса впрыска, геометрической продолжительности впрыска φ_2 соответствует неизменная скорость плунжера C_m .

Приняв условие равенства фактической площади трапеции некоторой условной площади, характеризующейся неизменной средней скоростью C_x плунжера на протяжении его подъема α (кривая 2), получим

$$C_x \alpha = \frac{1}{2} C_m (\varphi_1 + \varphi_2) + C_m \varphi_2,$$

где φ_1 — угол поворота кулачка до начала геометрической подачи;

φ_2 — угол поворота кулачка за период отсечки топлива.

По очевидному соотношению

$$C_x = \frac{6n_k h_n}{\alpha},$$

откуда

$$6n_k h_n = \frac{1}{2} C_m (\varphi_1 + \varphi_2) + C_m \varphi_2,$$

где h_n — полный подъем плунжера.

Учитывая, что $\varphi_1 + \varphi_2 = \alpha - \varphi_e$, после несложных преобразований можно получить окончательные расчеты выражения

$$C_m = \frac{12n_k h_n}{\alpha + \varphi_e}; \quad (34)$$

$$\alpha = \frac{12n_k h_n}{C_m} - \varphi_e. \quad (35)$$

Выражение (34) весьма удобно применять для численной оценки практических возможностей профилей конкретных кулачков топливных насосов модернизируемых двигателей, выражение (35) — с учетом равенства (29) или (30), (31) — для непосредственного расчета новых профилей.

Вполне очевидно, что рассчитываемый профиль надлежит проверить по величине создаваемых ускорений плунжера, которые не должны выходить за пределы, допускаемые по условиям надежности и механической прочности системы привода топливного насоса. Для максимального использования профилей кулачков целесообразно принимать положительные и отрицательные ускорения w плунжера соответственно на участках движения плунжера φ_1 и φ_2 (фиг. 60, а) постоянными и равными по абсолютной величине*. Подобное положение обычно имеет место и на практике.

В соответствии с известными положениями кинематики и указанным выше обстоятельством,

$$w = \frac{6n_k C_m}{\varphi_1} = \frac{6n_k C_m}{\varphi_2}, \quad \text{откуда} \quad \varphi_1 + \varphi_2 = \frac{12n_k C_m}{w}$$

или

$$w = \frac{12n_k C_m}{\alpha - \varphi_e} \leq w_{\text{дон}}. \quad (36)$$

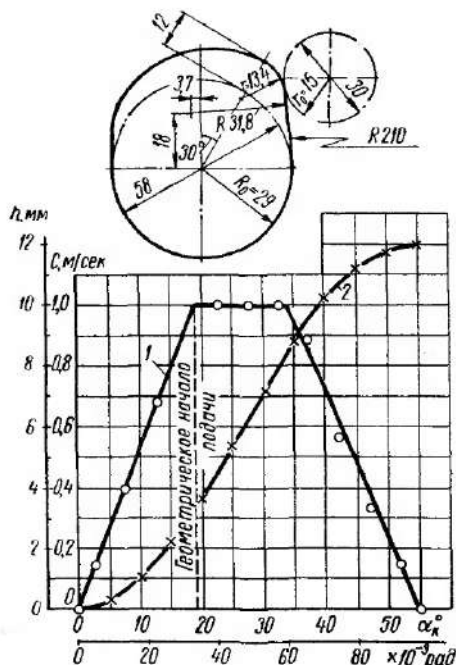
* Данное условие вообще не является обязательным.

Допускаемые ускорения плунжера $w_{доп}$ обычно составляют 150—400 м/сек²; для высокофорсированных двигателей они в отдельных случаях достигают величины до 500 м/сек² и более.

При фактических ускорениях плунжера, превышающих допускаемые нормы, расчет профиля кулачка должен быть повторен для увеличенных значений диаметра и хода плунжера.

В расчетных выражениях (34) и (35) значение геометрической продолжительности впрыска φ_e следует принимать с запасом в 15—20% против величины, установленной по выражению (32). Этот запас должен учитывать закономерное увеличение активного (геометрического) полезного хода плунжера по мере износа топливной аппаратуры и при возможных перегрузках дизеля, а также упомянутые ранее обстоятельства регулировки опережения впрыска на двигателе путем изменения осевого положения плунжера.

Пример. Проверить правильность построения кинематической характеристики плунжера для рабочего участка профиля кулачка топливного насоса дизеля 6Ч 23/30 по фиг. 61.



Фиг. 61. Кинематические характеристики плунжера топливного насоса дизеля 6Ч 23/30:

1 — скорость плунжера s ; 2 — подъем плунжера h ; α_k — угол поворота кулачкового вала.

ЗАДАННЫЕ ВЕЛИЧИНЫ

Полный ход плунжера	$h_n = 12 \text{ мм}$
Номинальное число оборотов кулачкового вала	$n_k = 500 \text{ об/мин}$
Полный подъем профиля	$\alpha = 55,5^\circ$
Продолжительность участка постоянной скорости плунжера	$\varphi_e = 15,5^\circ$
Средняя скорость плунжера на участке активного хода	$C_m = 1 \text{ м/сек}$
Ускорение плунжера	$w_2 = -150 \text{ м/сек}^2$

По формуле (34)

$$C_m = \frac{12n_{\kappa}h_n}{\alpha + \varphi_2} = \frac{12 \cdot 500 \cdot 0,012}{55,5 + 15,5} = 1,01 \text{ м/сек},$$

что по существу равно заданному значению скорости.

По формуле (36)

$$|w_2| = \frac{12n_{\kappa}C_m}{\alpha - \varphi_2} = \frac{12 \cdot 500 \cdot 1,01}{55,5 - 15,5} = 151 \text{ м/сек}^2,$$

что также практически не отличается от заданного значения ускорения. Кинематическая характеристика плунжера построена правильно.

Треугольный закон скорости плунжера

В результате математических преобразований, аналогичных проведенным в предыдущем случае, для равных скоростей плунжера в начале и конце вырыска (фиг. 60, б)

$$C_{\max} = \frac{12n_{\kappa}h_n}{\alpha}; \quad (37)$$

$$C_m = \frac{6n_{\kappa}h_n(2\alpha - \varphi_2)}{\alpha^2}; \quad (38)$$

$$\alpha = \frac{6n_{\kappa}h_n + \sqrt{6n_{\kappa}h_n(6n_{\kappa}h_n - C_m\varphi_2)}}{C_m}^*; \quad (39)$$

Для симметричного закона скорости

$$w = \frac{24n_{\kappa}C_m}{2\alpha - \varphi_2} \leq w_{\text{дон}}. \quad (40)$$

В практике весьма часто в качестве рабочего используется только участок восходящей ветви скорости (фиг. 60, в). Поэтому для обеспечения рабочего участка в средней части хода плунжера ** приходится нарушать симметричность закона скорости.

Для рассматриваемого вида профиля

$$C_{\max} = \frac{12n_{\kappa}h_n}{\alpha};$$

$$C_m = \frac{6n_{\kappa}h_n(2\varphi_1 + \varphi_2)}{\alpha(\varphi_1 + \varphi_2)},$$

где φ_1 — угол поворота кулачка от нулевого значения до момента начала активного хода плунжера.

* В процессе преобразований знак «минус» перед корнем опущен из-за перальности получаеых при этом значений α .

** Необходимо обеспечить достаточный ход плунжера до начала подачи топлива для удовлетворительного наполнения надплунжерного объема топлива в процессе всасывания.

Вводя обозначение $k = \frac{\varphi_2}{\alpha}$ и учитывая, что $\alpha = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_2$, нетрудно получить иное выражение

$$C_m = \frac{6n_k h_n \left(2 - \frac{\varphi_2}{\alpha} - 2k \right)}{\alpha (1-k)}, \quad (41)$$

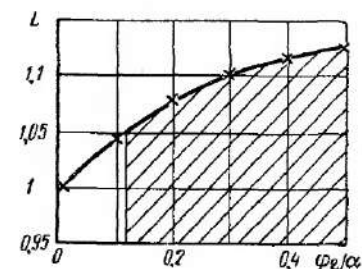
откуда

$$\alpha = \frac{6n_k h_n (1-k) + \sqrt{6n_k h_n (1-k) [6n_k h_n (1-k) - C_m \varphi_2]}}{C_m (1-k)}. \quad (42)$$

Для фактически выполненных профилей кулачков отношение $k = \frac{\varphi_2}{\alpha}$ лежит в пределах $0,32 \div 0,42$.

Исходным для расчета плунжерной пружины, обеспечивающей обеспечить неизменный контакт ролика толкателя с профилем топливного кулачка, является наибольшее ускорение w_2 , соответствующее нисходящей ветви скорости

$$w_2 = \frac{72n_k^2 h_n}{\alpha^2 k} \leq w_{\text{дон}}. \quad (43)$$



Фиг. 62. Относительная характеристика L профилей различных типов в зависимости от степени полезного использования профиля $\frac{\varphi_2}{\alpha}$.

средних расчетных скоростей плунжеров по формулам (34) и (38) составит

$$L = 1 + \frac{1}{2} \frac{\varphi_2}{\alpha} - \frac{1}{2} \left(\frac{\varphi_2}{\alpha} \right)^2. \quad (44)$$

Как видно из табл. 19 и фиг. 62, при реальных соотношениях $\frac{\varphi_2}{\alpha}$ порядка $0,12 \div 0,4$ средние скорости плунжеров для профилей кулачков с треугольным законом скорости при прочих равных условиях на 5—12% выше, что следует учитывать при форсировании топливной аппаратуры.

Пример. Рассчитать и построить профиль кулачка топливного насоса с симметричным треугольным законом скорости для быстроходного четырехтактного дизеля с цилиндровой мощностью $N_{e, \text{ц}} = 125$ л. с. при $n = 1500$ об/мин и удельным расходом

Относительные кинематические характеристики профилей различного типа

$\frac{\varphi_2}{\alpha}$	$\left(\frac{\varphi_2}{\alpha}\right)^2$	$\frac{1}{2} \frac{\varphi_2}{\alpha}$	$-\frac{1}{2} \left(\frac{\varphi_2}{\alpha}\right)^2$	L
0	0	0	0	1
0,1	0,01	0,05	-0,005	1,045
0,2	0,04	0,10	-0,020	1,080
0,3	0,09	0,15	-0,045	1,105
0,4	0,16	0,20	-0,080	1,120
0,5	0,25	0,25	-0,125	1,125

топлива $g_e = 170$ г/л. с. ч (удельный вес топлива $\gamma_m = 0,83$ г/цикл).

ЗАДАННЫЕ ВЕЛИЧИНЫ

Номинальная цикловая подача . . $g_u = 0,46$ г/цикл

Диаметр плунжера $d_n = 16$ мм

Полный ход плунжера $h_n = 12$ мм

Число оборотов кулачкового вала $n_k = 750$ об/мин

Коэффициент подачи топливного насоса $\eta_v = 0,8$

Геометрическая продолжительность впрыска по углу поворота кулачкового вала $\varphi_2 = 8^\circ$

Диаметр начальной окружности кулачка $D_0 = 72$ мм

Диаметр ролика толкателя $d_o = 40$ мм

По формуле (30) средняя скорость плунжера

$$C_m = \frac{0,127 N_{e.ч} g_e}{\eta_v \gamma_m d_n^2 \varphi_2} = \frac{0,127 \cdot 125 \cdot 170}{0,8 \cdot 0,83 \cdot 1,6^2 \cdot 8} = 199 \text{ см/сек} = 1,99 \text{ м/сек.}$$

По формуле (39) угол подъема профиля кулачка

$$\alpha = \frac{6n_k h_n + \sqrt{6n_k h_n (6n_k h_n - C_m \varphi_2)}}{C_m} =$$

$$= \frac{6 \cdot 750 \cdot 0,012 + \sqrt{6 \cdot 750 \cdot 0,012 (6 \cdot 750 \cdot 0,012 - 1,99 \cdot 8)}}{1,99} = 50^\circ$$

По формуле (37) максимальная скорость плунжера

$$C_{\max} = \frac{12n_k h_n}{\alpha} = \frac{12 \cdot 750 \cdot 0,012}{50} = 2,16 \text{ м/сек.}$$

По формуле (40) ускорение плунжера

$$w = \frac{24n_k C_m}{2\alpha - \varphi_2} = \frac{24 \cdot 750 \cdot 1,99}{2 \cdot 50 - 8} = 390 \text{ м/сек}^2.$$

Ускорение допустимо.

На фиг. 63 показаны соответствующие расчету кривые скорости C и подъема h плунжера (центра ролика толкателя) по углу поворота кулачкового вала α_k ; там же изображен и искомый профиль топливного кулачка, построенный по данным кривой пути плунжера.

Осуществим проверку правильности расчета.

По кривой скорости (фиг. 63) $C_{\max} = 2,16 \text{ м/сек}$.

Ускорение плунжера на нисходящей ветви скорости

$$w_2 = \frac{C_{\max} 6n_k}{\frac{\alpha}{2}} = \frac{2,16 \cdot 6 \cdot 750}{\frac{50}{2}} = 389 \text{ м/сек}^2$$

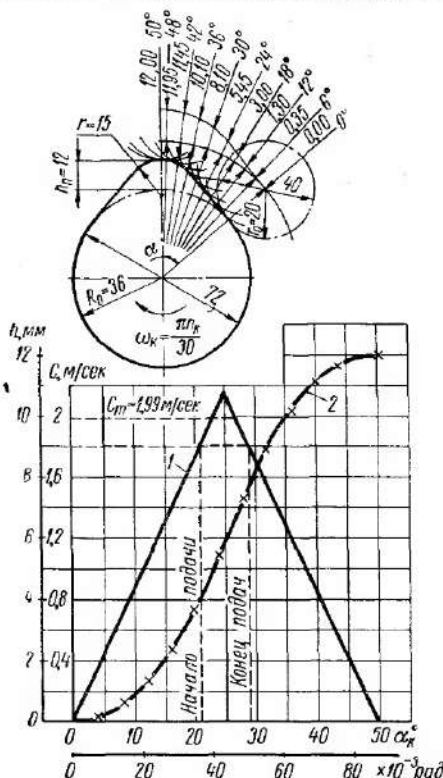
по существу тождественно равно ускорению w , рассчитанному выше.

Задача решена правильно.

Условия построения профилей

Конкретный выбор по расчетным формулам угла подъема профиля α и допустимым ускорениям w плунжера не является единственным и достаточным условием для построения профиля кулачка топливного насоса.

Практически могут встретиться неблагоприятные сочетания различных геометрических и кинематических показателей привода плунжера (радиус ролика толкателя и начальной окружности профиля кулачка, фактические отрицательные ускорения плунжера, угловая скорость вращения кулачкового вала и др.), при которых значение радиуса закругления профиля кулачка при вер-



Фиг. 63. Пример построения профиля кулачка для топливного насоса быстрого четырехтактного дизеля: 1 — кривая скорости плунжера c ; 2 — кривая подъема плунжера h ; α_k — угол поворота кулачкового вала ($n_k = 750 \text{ об/мин}$).

пиине будет недопустимо малым. В отдельных случаях возможно даже и отрицательное значение упомянутого радиуса, в связи с чем построение профиля по рассчитанным значениям a и w не может быть осуществлено в принципе. По указанной причине дополнительным важным условием проектирования профилей кулачков является предварительная их проверка по величине радиуса закругления при вершине.

Для вывода поворотной формулы воспользуемся расчетной схемой, представленной на фиг. 64. Вполне очевидно, что для косоугольного треугольника OO_1O_2 квадрат стороны a , лежащей против острого угла β , будет равен

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos \beta, \quad (45)$$

где $a = r_0 + r$;

$$b = R_0 + h_n - r.$$

На основании равенства (45), для искомого расстояния центра ролика O_1 толкателя от центра вращения O кулачка можно получить обычное квадратное уравнение

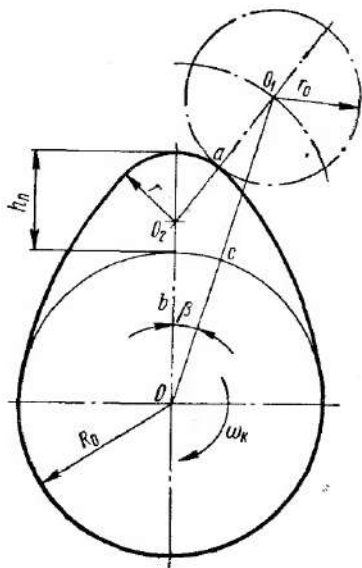
$$c^2 - 2bc \cos \beta + (b^2 - a^2) = 0. \quad (46)$$

Необходимый для дальнейших преобразований корень уравнения (46) имеет следующий вид:

$$c = b \cos \beta + \sqrt{b^2 \cos^2 \beta + (a^2 - b^2)}. \quad (47)$$

В этом уравнении * переменными являются величины c и $\cos \beta$.

Найдем вторую производную от выражения для c по времени t , имея в виду, что $\cos \beta = \cos \omega_k t$, и приравняем ее с положительным знаком абсолютной величине отрицательного ускорения плунжера w_2 . Рассматривая выражение для второй производной применительно к малым углам β (малым промежуткам времени t) и в связи с этим производя сокращения членов, включающих



Фиг. 64. Расчетная схема для определения радиуса закругления профиля при вершине кулачка:

R_0 — радиус начальной окружности профиля; r — радиус закругления профиля при вершине кулачка; r_0 — радиус ролика толкателя; h_n — полный подъем плунжера (подъем профиля); ω_k — угловая скорость вращения кулачкового вала топливного насоса.

* Знак минус перед корнем дает нереальные значения величины c и поэтому опущен.

величины $\sin^2 \omega_{\kappa} t$ и принимая $\cos \omega_{\kappa} t = 1$ и $\cos^2 \omega_{\kappa} t = 1$ *, после ряда преобразований имеем

$$c_t = |w_2| = \frac{b}{a} \omega_{\kappa}^2 (a+b)$$

или

$$(r_0 + r) w_2 = (R_0 + h_n - r) \omega_{\kappa}^2 (R_0 + h_n + r_0). \quad (48)$$

Решая данное равенство относительно искомого радиуса r (фиг. 64), нетрудно получить окончательное расчетное выражение

$$r = \frac{(R_0 + h_n) (R_0 + h_n + r_0) \omega_{\kappa}^2 - w_2 r_0}{(R_0 + h_n + r_0) \omega_{\kappa}^2 + w_2}. \quad (49)$$

Выражение (49) в достаточной мере справедливо и в случае непостоянства значения ускорения w_2 , так как в зоне рассматриваемых малых углов β величина w_2 не может существенно колебаться.

В конечном итоге окончательным условием построения профиля кулачка топливного насоса является результат проверки исходных данных по формуле (49). При этом значение r , во избежание недопустимых отрицательных ускорений плунжера, не рекомендуется принимать менее 2,5—3 мм.

Построение профиля с основными размерами h_n , a и r легко осуществляется так называемым «обратным» построением по заданной кривой скорости. С этой целью по гарантируемой выбранными основными размерами профиля кривой скорости строится кривая пути плунжера (центра ролика толкателя), которая в дальнейшем в соответствующем масштабе наносится на чертеж профиля кулачка. Для обеспечения достаточной точности графическое построение профиля должно производиться в увеличенном масштабе (рекомендуется не менее 5 : 1).

Собственно, профиль кулачка представляет собой огибающую дуг, вычерченных из произвольных точек кривой пути центра ролика толкателя радиусом, равным принятому радиусу r_0 ролика толкателя (фиг. 63).

Пример. Определить радиус закругления профиля при вершине кулачка по данным фиг. 61.

* Данные допущения имеют достаточные основания, поскольку практически рассматриваются весьма малые углы β . В частности, например, для угла $\beta = 2^\circ$ допускаемая ошибка в величине косинуса составляет всего 0,06%.

По формуле (49)

$$r = \frac{(R_0 + h_n)(R_0 + h_n + r_0) \left(\frac{\pi n_k}{30} \right)^2 - w_2 r_0}{(R_0 + h_n + r_0) \left(\frac{\pi n_k}{30} \right)^2 + w_2} =$$

$$= \frac{(2,9+1,2)(2,9+1,2+1,5) \left(\frac{3,14 \cdot 500}{30} \right)^2 - 150 \cdot 100 \cdot 1,5}{(2,9+1,2+1,5) \left(\frac{3,14 \cdot 500}{30} \right)^2 + 150 \cdot 100} =$$

$$= \frac{40\,600}{30\,400} = 1,34 \text{ см} = 13,4 \text{ мм},$$

что тождественно равно фактическому значению r на фиг. 61.

Профиль по фиг. 61 построен правильно.

Пример. Определить радиус закругления профиля при вершине кулачка по данным фиг. 63

$$r = \frac{(3,6+1,2)(3,6+1,2+2,0) \left(\frac{3,14 \cdot 750}{30} \right)^2 - 390 \cdot 100 \cdot 2,0}{(3,6+1,2+2,0) \left(\frac{3,14 \cdot 750}{30} \right)^2 + 390 \cdot 100} =$$

$$= \frac{122\,000}{80\,800} = 1,51 \text{ см} = 15,1 \text{ мм},$$

что по существу не отличается от радиуса при вершине по фиг. 63, найденного ранее построением.

3. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ДИАМЕТРА ПЛУНЖЕРА ТОПЛИВНОГО НАСОСА

Для современного этапа дизелестроения характерны тенденции качественного сдвига в области увеличения надежности и моторесурса дизелей. Это обстоятельство предъявляет вполне определенные требования к топливной аппаратуре, которая в настоящих условиях должна гарантировать собственную надежность при одновременном форсировании по производительности и числу оборотов.

В вопросе увеличения механической надежности и долговечности топливной аппаратуры одним из главнейших и определяющих факторов является величина действующих сил и контактных напряжений в системе привода плунжера топливного насоса. Механическая напряженность привода является функцией заданных параметров впрыска (давление и продолжительность впрыска), которые можно получить при различных сочетаниях диаметра плунжера и его средней скорости на участке активного

хода. В связи с этим возникает актуальная задача выбора оптимального диаметра плунжера, обеспечивающего при заданных параметрах вырыска наименьшие механические нагрузки в системе привода.

В настоящее время какие-либо обобщения по данному вопросу отсутствуют, что, естественно, исключает обоснованные рекомендации и предложения по конструктивным элементам топливной аппаратуры в целом. Практически лишь существует необоснованное

мнение о необходимости во всех случаях максимального уменьшения диаметра плунжера топливного насоса с целью уменьшения действующих сил в системе привода. Однако детальный анализ показывает принципиальную ошибочность подобного положения, которое, не будучи связано количественными соотношениями, вообще является неконкретным.

Ниже представлена попытка обобщенного аналитического решения поставленной задачи увеличения долговечности топливной аппаратуры, основанная на очевидных математических зависимостях, принятых с рядом допущений.

На фиг. 65 изображена кинематическая схема привода топливного насоса. В соответствии с этой схемой и известными соотношениями теоретической механики, окружная скорость профиля кулачка топливного насоса в точке A контакта с роликом толкателя плунжера

$$C_A = R \omega_k,$$

где R — расстояние от оси вращения O до точки контакта A профиля кулачка с роликом толкателя;

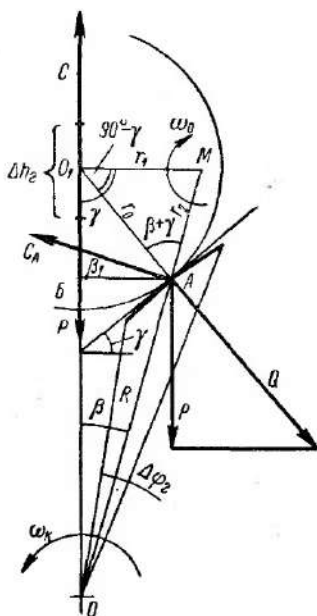
ω_k — угловая скорость вращения кулачкового вала.

Для рассматриваемого произвольного углового положения кулачка, определяемого углом β , мгновенный центр скоростей для точек O_1 (ось ролика) и A системы привода находится в точке M .

Мгновенная скорость плунжера топливного насоса

$$C = r_1 \omega_0, \quad (50)$$

где ω_0 — угловая скорость вращения радиусов r_1 и r_2 вокруг мгновенного центра вращения M .



Фиг. 65. Кинематическая схема привода плунжера топливного насоса.

Очевидно, что

$$\omega_0 = \frac{R \omega_k}{r_2},$$

а по теореме синусов

$$\frac{r_1}{\sin(\beta + \gamma)} = \frac{r_2}{\sin(90^\circ - \gamma)},$$

где β и γ — углы, определяющие положения радиусов R и r_0 . Тогда осевая скорость плунжера топливного насоса

$$C = \frac{\sin(\beta + \gamma)}{\sin(90^\circ - \gamma)} R \omega_k. \quad (51)$$

По принятой схеме $\overline{AB} = r_0 \sin \gamma = R \sin \beta$, откуда

$$\sin \beta = \frac{r_0}{R} \sin \gamma.$$

Учитывая последнее равенство, уравнение (51) после очевидных преобразований примет следующий вид:

$$C = \left[\operatorname{tg} \gamma \sqrt{1 - \left(\frac{r_0}{R} \right)^2 \sin^2 \gamma} + \frac{r_0}{R} \sin \gamma \right] R \omega_k. \quad (52)$$

С целью упрощения полученного выражения для скорости C , пренебрежем вторым членом под корнем. Такое упрощение обусловлено реальными геометрическими соотношениями, при которых радиус r_0 значительно меньше радиуса R (табл. 20), $\sin \gamma$ оказывается существенно меньшим единицы, а сам квадратный корень дополнительно компенсирует допускаемую неточность. Одновременно, для уменьшения вносимой в расчетное уравнение (52) погрешности, заменим $\operatorname{tg} \gamma$ на $\sin \gamma$, имеющий для тех же углов γ относительно пониженные значения, и введем поправочный коэффициент ε .

Таблица 20

Геометрические размеры основных элементов механического привода плунжера топливного насоса дизелей

Тип двигателя	М50-4	ДН19/30	Д-100 (опытный)	ЧН23/30	ЧН25/34	Д-50	ЧН36/45
r_0 , мм	15	11,5	19	15	25	28,5	35
R , мм	23	23	50	36	55	40	86
$\frac{r_0}{R}$	0,65	0,5	0,38	0,42	0,46	0,71	0,41

Тогда

$$C = \left(\varepsilon \sin \gamma + \frac{r_0}{R} \sin \gamma \right) R \omega_k \quad (53)$$

и после преобразований

$$C = (\varepsilon R + r_0) \omega_k \sin \gamma. \quad (54)$$

Используем последнее уравнение для численной оценки действующих в приводе топливного насоса сил, имея в виду, что осевая нагрузка P на плунжер (сила давления сжатого топлива на плунжер) связана с контактной силой Q (фиг. 65) очевидным соотношением

$$Q = \frac{P}{\cos \gamma}.$$

Поскольку при диаметре плунжера d_n и заданном давлении впрыска p_m

$$P = \frac{\pi d_n^2}{4} p_m,$$

то

$$Q = \frac{\pi d_n^2}{4 \cos \gamma} p_m. \quad (55)$$

Из уравнения (54)

$$\sin \gamma = \frac{C}{(\varepsilon R + r_0) \omega_k}$$

и

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \left[\frac{C}{(\varepsilon R + r_0) \omega_k} \right]^2}. \quad (56)$$

Учитывая равенства (13) и (29), а также ранее установленную эмпирическую зависимость $\eta_v = 0,8 d_n^{0,17} (см)$ (гл. III, п. 1), для диаметра плунжера d_n в зависимости от цикловой производительности g_u , продолжительности впрыска φ_s (угол поворота кулачкового вала насоса в процессе впрыска топлива) и средней скорости плунжера C_m получим

$$d_n = \sqrt[2,17]{\frac{24 n_k g_u}{0,8 \pi \gamma_m C_m \varphi_s}}. \quad (57)$$

С учетом выражений (55), (56) и (57), при условии использования выражения (56) для соответствующего момента времени

$$Q = \frac{\pi}{4} \sqrt[2,17]{\left(\frac{24 n_k g_u}{0,8 \pi \gamma_m C_m \varphi_s} \right)^2} \cdot \frac{p_m}{\sqrt{1 - \left[\frac{C_m}{(\varepsilon R + r_0) \omega_k} \right]^2}}. \quad (58)$$

Полученное уравнение определяет величину контактной силы в зависимости от средней скорости плунжера и заданных параметров

ров впрыска по цикловой производительности g_u , геометрической продолжительности φ_2 и давлению впрыска p_m .

Для конкретной оценки контактных напряжений σ примем известную формулу Герца для случая тангенциальных профилей кулачков или вообще профилей с малой кривизной рабочего участка, как наиболее применяемых при наддуве дизелей (обеспечивают возможность относительного сокращения продолжительности впрыска).

В этом случае

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{QE}{br_0}}, \quad (59)$$

где E — модуль нормальной упругости контактируемых материалов;

b — длина контактной линии (ширина ролика толкателя).

Сопоставляя уравнения (58) и (59), нетрудно убедиться в том, что абсолютная величина контактных напряжений при прочих равных условиях будет пропорциональна некоторой величине S , равной

$$\frac{1}{\sqrt[2,17]{C_m^2} \sqrt{1 - \left[\frac{C_m}{(\epsilon R + r_0) \omega_k} \right]^2}}$$

или

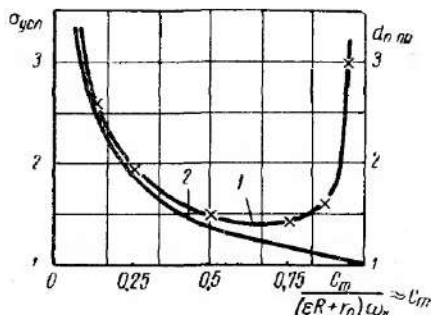
$$S = \frac{1}{C_m^{0,46} \left\{ 1 - \left[\frac{C_m}{(\epsilon R + r_0) \omega_k} \right]^2 \right\}^{0,25}}. \quad (60)$$

На фиг. 66, по выражению (60), в условных единицах представлена графическая зависимость величины контактных напряжений $\sigma_{усл}$ от относительной скорости $\frac{C_m}{(\epsilon R + r_0) \omega_k}$, где $(\epsilon R + r_0) \omega_k$ условно принято за единицу. На этой же фигуре для сопоставления показана зависимость приведенных диаметров плунжера $d_{н.пр}$, подсчитанных, по условию пропорциональности

$$d_n \approx \frac{1}{\sqrt[2,17]{C_m}}$$

[см. формулу (57)].

Представленные выше графические зависимости, будучи перестроены в координатах $\sigma_{усл} - d_{н.пр}$ (фиг. 67), с очевидностью



Фиг. 66. Зависимость условных контактных напряжений $\sigma_{усл}$ (кривая 1) и приведенных диаметров плунжера $d_{н.пр}$ (кривая 2) топливного насоса от относительной скорости плунжера $\frac{C_m}{(\epsilon R + r_0) \omega_k}$.

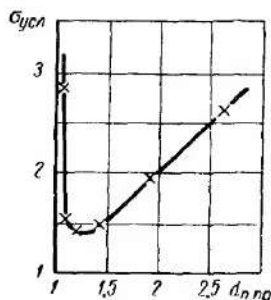
показывают существование оптимального диаметра плунжера. Численное значение этого диаметра соответствует оптимальному значению скорости плунжера C_m , которое может быть установлено обычным путем приравнивания к нулю первой производной от выражения (60)

$$S'_{C_m} = - \frac{\left\{ C_m^{0,46} \left\{ 1 - \left[\frac{C_m}{(\epsilon R + r_0) \omega_k} \right]^2 \right\}^{0,25} \right\}'}{\left\{ C_m^{0,46} \left\{ 1 - \left[\frac{C_m}{(\epsilon R + r_0) \omega_k} \right]^2 \right\}^{0,25} \right\}^2} C_m = 0.$$

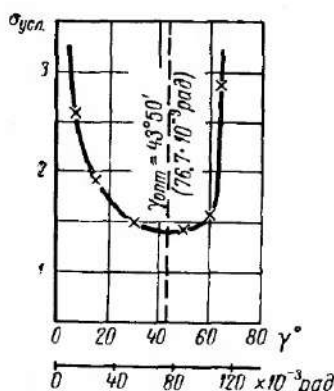
После соответствующих действий и преобразований

$$C_{m, \text{opt}} = 0,693 (\epsilon R + r_0) \omega_k. \quad (61)$$

Сопоставляя уравнения (61) и (54), можно сделать вывод



Фиг. 67. Зависимость условных контактных напряжений σ_{ysl} от приведенного диаметра плунжера d_{n-pr} .



Фиг. 68. Зависимость условных контактных напряжений σ_{ysl} от угла подъема (крутизны) γ профиля кулачка топливного насоса.

о том, что для получения наименьших механических нагрузок в приводе топливного насоса наклон касательной к профилю кулачка в точке контакта с роликом толкателя (оптимальную крутизну профиля) можно оценить неизменным углом $\gamma_{opt} = 43^\circ 50'$.

Установленная по выражению (54) зависимость скорости плунжера от крутизны профиля дает возможность представить условные контактные напряжения в функции угла γ . Характер этих напряжений, перестроенных с графика по фиг. 67, показан на фиг. 68. Как видно по приведенным зависимостям, вопреки сложившемуся мнению, наиболее опасными с точки зрения надежности работы топливной аппаратуры являются относительно малые диаметры плунжеров (фиг. 67), для которых сверх определенного значения контактные напряжения в системе привода особенно интенсивно возрастают.

В соответствии с оптимальным значением угла γ_{opt} , оказывается возможным уточнить величину ранее принятого поправоч-

ного коэффициента ε . Определение данного коэффициента производится на основании сопоставления формул (52) и (53):

$$\operatorname{tg} \gamma_{opt} \sqrt{1 - \left(\frac{r_0}{R}\right)^2 \sin^2 \gamma_{opt}} = \varepsilon \sin \gamma_{opt},$$

откуда

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{r_0}{R}\right)^2 \sin^2 \gamma_{opt}}}{\cos \gamma_{opt}}. \quad (62)$$

Для средних соотношений $\frac{r_0}{R}$ порядка 0,55 (см. табл. 20) $\varepsilon \approx 1,23$, что с ошибкой, не превышающей 5% (или 1,5—2% при определении, собственно, оптимального диаметра плунжера), можно принять вообще для любых реальных конструктивных вариантов приводов топливной аппаратуры.

В данном случае, в соответствии с формулами (61) и (57), искомый оптимальный диаметр плунжера

$$d_{n. opt} = \sqrt[2,17]{\frac{24 n_k g_u}{0,8 \gamma_m 0,693 (1,23 R + r_0) \omega_k \varphi_2}}$$

или окончательно

$$d_{n. opt} = \sqrt[2,17]{\frac{132 g_u}{\gamma_m (1,23 R + r_0) \varphi_2}} \quad (63)$$

(g_u — г/цикл; γ_m — г/см³; R и r_0 — см).

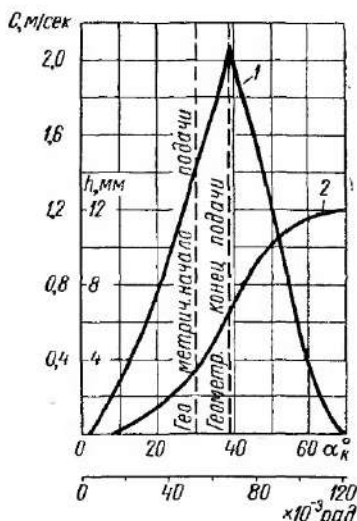
Пример. Рассчитать оптимальный диаметр плунжера топливного насоса для четырехтактного судового дизеля типа М50-4 мощностью 1000 л. с. при $n = 1700$ об/мин (фиг. 69).

Для среднего значения скорости плунжера в процессе впрыска $R \approx 25$ мм, $r_0 = 15$ мм (см. табл. 20).

По выражению (63), при цикловой производительности $g_u = 0,3$ г/цикл, геометрической продолжительности впрыска $\varphi_2 = 8,5^\circ$ и удельном весе топлива $\gamma_m = 0,85$ г/см³

$$d_{n. opt} = \sqrt[2,17]{\frac{132 \cdot 0,3}{0,85 (1,23 \cdot 2,3 + 1,5) 8,5}} = \sqrt[2,17]{1,27} = 1,12 \text{ см} = 11,2 \text{ мм}$$

при фактическом значении диаметра плунжера для указанного дизеля 13 мм.



Фиг. 69. Кинематические характеристики плунжера топливного насоса дизеля М50-4 для числа оборотов кулачкового вала $n_k = 850$ об/мин;

1 — скорость плунжера C ; 2 — подъем плунжера h по углу поворота кулачкового вала α_k .

Пример. Рассчитать оптимальный диаметр плунжера для четырехтактного судового дизеля типа 6ЧРН 36/45 мощностью 200 л. с. в цилиндре при $n = 375$ об/мин.

При цикловой подаче $g_u = 3,03$ г/цикл и $\varphi_e = 7,5^\circ$

$$d_{n, \text{опт}} = \sqrt[2,17]{\frac{132 \cdot 3,03}{0,85 (1,23 \cdot 8,6 + 3,5) 7,5}} = \sqrt[2,17]{4,44} = 1,99 \text{ см} \approx 20 \text{ мм.}$$

Фактически для двигателя указанной мощности принят диаметр плунжера 22 мм, который, отличаясь от оптимального диаметра всего лишь на 10%, и именно в большую сторону (фиг. 67), может считаться окончательным.

4. ОСНОВЫ РАСЧЕТА КОРРЕКТИРУЮЩИХ СИСТЕМ

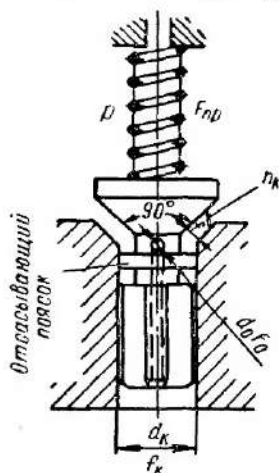
Решение вопроса улучшения эксплуатационных показателей дизелей в значительной степени связано с обеспечением качественной работы топливной аппаратуры в широком диапазоне по производительности и числу оборотов. Данное обстоятельство, в частности, вызывает необходимость создания современных образцов топливной аппаратуры с улучшенными скоростными характеристиками (см. гл. II, п. 4).

Существует целый ряд методик расчета корректирующих систем [15] и др., однако практическое их применение в большинстве случаев представляется сложным. Ниже приводится попытка разработки систематизированной методики расчета корректирующих систем, пригодной для предварительной оценки возможного эффекта коррекции.

Принципиальные основы предлагаемого расчета рассматриваемых систем базируются на близком к истине положении, по которому степень коррекции исходных

скоростных характеристик топливной аппаратуры (топливного насоса), при условии невыхода отсасывающего пояска клапана из направляющей в процессе впрыска, не зависит от цикловой производительности и является функцией только числа оборотов насоса, влияющего на величину подъема нагнетательного клапана, а следовательно, и на величину отсасываемого объема топлива.

Высота подъема нагнетательного клапана (фиг. 70) определяется из расчета равенства сил гидродинамического сопро-



Фиг. 70. Схема нагнетательного клапана корратора:

h_k — подъем клапана; f — площадь проходного сечения клапана; d_0 — диаметр корректирующих отверстий; f_0 — площадь поперечного сечения одного корректирующего отверстия; d_k — диаметр клапана; f_k — площадь поперечного сечения клапана; P — давление топлива в нагнетательном трубопроводе; F_{np} — усилие, действующее на клапан со стороны пружины.

тивления p_c , возникающих при перетекании топлива из надплунжерной полости в нагнетательный трубопровод через корректирующие отверстия, с усилием, создаваемым пружиной нагнетательного клапана F_{np}

$$f_k p_c = F_{np}.$$

В этом уравнении

$$p_c = \gamma_m H_c,$$

где γ_m — удельный вес топлива;

H_c — суммарная потеря скоростного напора в корректирующих отверстиях (H_o) и седле нагнетательного клапана (H_k).

Итак,

$$f_k \gamma_m H_c = F_{np}$$

или

$$H_k + H_o = \frac{4F_{np}}{\pi d_k^2 \gamma_m}. \quad (64)$$

Известно, что потери скоростного напора H_k в седле нагнетательного клапана можно представить формулой

$$H_k = \xi_k \frac{C_k^2}{2g},$$

где ξ_k — коэффициент сопротивления клапана;

C_k — скорость топлива в седле клапана;

g — ускорение силы тяжести.

Из условия сплошности потока топлива (сжимаемость последнего не учитывается)

$$f C_k = f_n C_n, \quad \text{откуда} \quad C_k = \frac{f_n}{f} C_n.$$

Так как

$$f_n = \frac{\pi d_n^2}{4}, \quad \text{а} \quad f = \pi d_k h_k \sin 45^\circ = \frac{\pi \sqrt{2}}{2} d_k h_k,$$

то

$$C_k = \frac{1}{2\sqrt{2}} \cdot \frac{d_n^2 C_n}{d_k h_k}$$

и

$$H_k = \xi_k \frac{d_n^4 C_n^2}{16g d_k^2 h_k^2}. \quad (65)$$

Потеря напора H_o в корректирующих отверстиях по аналогии с написанным ранее выразится формулой

$$H_o = \xi_o \frac{C_o^2}{2g},$$

где ξ_o — коэффициент сопротивления отверстий;

C_o — скорость потока.

* f_n и C_n — соответственно площадь поперечного сечения и скорость движения плунжера топливного насоса.

Для двух корректирующих отверстий

$$2f_o C_o = C_n f_n; \quad (66)$$

$$C_o = \frac{f_n}{2f_o} C_n = \frac{d_n^2}{2d_o^2} C_n$$

и

$$H_o = \xi_o \frac{d_n^4 C_n^2}{8g d_o^4}. \quad (67)$$

Очевидно, что при жесткости пружины нагнетательного клапана, равной K_{np} , создаваемое ею усилие будет равно

$$F_{np} = F_o + K_{np} h_k, \quad (68)$$

где F_o — начальный затяг пружины.

Подставляя формулы (65), (67) и (68) в уравнение (64), имеем

$$\begin{aligned} \xi_\kappa \frac{d_n^4 C_n^2}{16g d_\kappa^2 h_\kappa^2} + \xi_o \frac{d_n^4 C_n^2}{8g d_o^4} &= \\ &= \frac{4(F_o + K_{np} h_k)}{\pi d_\kappa^2 \gamma_m}. \end{aligned} \quad (69)$$

Таким образом, упомянутое выше гидродинамическое равновесие клапана в процессе впрыска топлива будет иметь место при условии

$$h_k = \frac{d_n^2 d_o^2 C_n}{2} \sqrt{\frac{2\pi \xi_\kappa \gamma_m}{32g(F_o + K_{np} h_k) d_o^4 - \pi \xi_o \gamma_m d_\kappa^2 d_n^4 C_n^2}}. \quad (70)$$

По данному выражению может быть вычислен подъем нагнетательного клапана-корректора для конкретных условий впрыска топлива и определена степень относительной коррекции Δg_u исходных характеристик топливной аппаратуры с обычным нагнетательным клапаном, как разность отсасываемых объемов $f_\kappa h_{\kappa_1}$ и $f_\kappa h_{\kappa_2}$ на рассматриваемых скоростных режимах работы топливного насоса. В выражении (70), естественно, должны быть учтены и обратные утечки топлива через корректирующие отверстия g_{o1} и g_{o2} , имеющие место в процессе посадки клапана на седло.

Таким образом, для оценки фактической степени коррекции исходных скоростных характеристик топливной аппаратуры можно окончательно написать

$$\Delta g_u = f_\kappa (h_{\kappa_1} - h_{\kappa_2}) + (g_{o1} - g_{o2}). \quad (71)$$

Пренебрегая давлением затяга пружины нагнетательного клапана, дифференциальное уравнение движения клапана при посадке можно написать так

$$\frac{G_{\kappa}}{g} \frac{d^2 h}{dt^2} = \frac{\pi d_{\kappa}^2}{4} P, \quad (72)$$

где G_{κ} — вес нагнетательного клапана;

$\frac{d^2 h}{dt^2}$ — вторая производная пути клапана по времени;

P — перепад давления, под действием которого осуществляется посадка клапана на седло.

Решение уравнения (72) при изменении P в процессе отсечки топлива по линейному закону $P = P_0 \left(1 - \frac{t}{t_0}\right)$ дает следующее выражение:

$$h = \frac{\pi g d_{\kappa}^2}{8 G_{\kappa}} \left(t^2 - \frac{t^3}{3 t_0} \right).$$

Так как при $t = t_0$ $h = h_{\kappa}$, то

$$h_{\kappa} = \frac{\pi g d_{\kappa}^2}{12 G_{\kappa}} P_0 t_0^2,$$

откуда время посадки клапана на седло

$$t_0 = \frac{2}{d_{\kappa}} \sqrt{\frac{3 h_{\kappa} G_{\kappa}}{\pi g P_0}}. \quad (73)$$

За этот период времени непрерывно происходит истечение топлива из нагнетательного трубопровода через корректирующие отверстия с общей площадью $2 f_0$. Численное значение этой утечки при использовании известного уравнения истечения (влиянием дросселирования топлива в седле клапана в конечный период посадки клапана пренебрегаем)

$$dg_0 = 2 \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2 g P}{\gamma_m}} dt,$$

где μ_0 — коэффициент расхода корректирующих отверстий. Интеграл последнего уравнения при прежнем законе изменения P равен

$$g_0 = -\frac{4}{3} \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2 g P_0}{\gamma_m t_0}} (t_0 - t)^{\frac{3}{2}} + C.$$

Так как при $t = 0$, $g_0 = 0$ и постоянная интегрирования

$$C = \frac{4}{3} \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2 g P_0}{\gamma_m}} t_0,$$

то при $t = t_0$, с учетом значения $f_0 = \frac{\pi d_0^2}{4}$ и выражения (73)

$$g_0 = 2,88 \mu_0 \frac{d_0^2}{d_{\kappa}} \sqrt{\frac{h_{\kappa} G_{\kappa}}{\gamma m}}. \quad (74)$$

Характерно отметить, что в выражении (74) отсутствует величина давления в нагнетательном трубопроводе. Это обстоятельство обусловлено принятыми условиями, при которых зависящие от указанного давления утечки компенсируются изменением времени посадки клапана на седло, также зависящим от того же давления.

В конечном итоге, по предлагаемой методике численной оценки эффекта коррекции расчетным является выражение (71) со значением соответствующих членов по выражениям (70) и (74).

Пример. Рассчитать относительную степень коррекции скоростных характеристик топливной аппаратуры газодизеля ГД-700 мощностью 700 л. с. при $n = 1500$ об/мин (см. фиг. 45).

РАСЧЕТНЫЕ ДАННЫЕ

Диаметр, мм:	
плунжера топливного насоса	$d_n = 13$
клапана-корректора (фиг. 70)	$d_{\kappa} = 6$
корректирующих отверстий (2 отверстия)	$d_0 = 0,85$
Длина каждого корректирующего отверстия, мм	
	$l_0 = 1,85$
Вес нагнетательного клапана, г	$C_{\kappa} = 4,5$
Затяг пружины нагнетательного клапана, кг	$F_0 = 3,3$
Жесткость пружины нагнетательного клапана, кг/см	$K_{np} = 7,5$
Число оборотов топливного насоса, об/мин:	
номинальное	$n_{\kappa 1} = 750$
минимальное	$n_{\kappa 2} = 400$
Скорость плунжера в начале впрыска, м/сек	
при $n_{\kappa 1} = 750$ об/мин * $C_{n1} = 1,2$; при $n_{\kappa 2} =$	
$= 400$ об/мин $C_{n2} = 0,64$.	

По данным ЦНИДИ, коэффициент расхода μ_{κ} корректирующих отверстий конкретных нагнетательных клапанов оказывается практически постоянным для любых степеней открытий, не превосходящих высоты отсасывающего пояска. В рассматриваемом случае, по результатам проливки клапана на специальном стенде, $\mu_{\kappa} = 0,47$.

* Учитывая ранее высказанное замечание о практически несущественном влиянии на степень коррекции цикловой подачи, расчет осуществляется для минимальных подач, при которых активный ход плунжера мал.

Из гидравлики известно, что

$$\mu_{\kappa} = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{\kappa}}}, \quad \text{откуда} \quad \xi_{\kappa} = \frac{1 - \mu_{\kappa}^2}{\mu_{\kappa}^2}.$$

Таким образом, $\xi_{\kappa} = 3,55$.

В рассматриваемом случае скорость потока топлива C_o в корректирующих каналах по уравнению сплошности (66) составляет в среднем величину порядка 100 м/сек (без учета влияния насосного хода клапана при подъеме).

В связи с этим, при кинематической вязкости топлива $\nu = 0,05$ стокса, число Re для потока топлива в каналах

$$Re = \frac{C_o d_o}{\nu} = \frac{10000 \cdot 0,085}{0,05} = 17000,$$

для которого коэффициент сопротивления $\lambda_o = 0,0268$ *.

Для определения коэффициента сопротивления корректирующих отверстий воспользуемся известной формулой приведения

$$\xi_o = \lambda_o \frac{l_o}{d_o},$$

в связи с чем численно

$$\xi_o = 0,0268 \frac{1,85}{0,85} = 0,0585.$$

С учетом влияния сопротивления движению потока топлива в центральном канале $d_u = 1,5$ мм и коленах (см. фиг. 46), примем окончательно $\xi_o = 0,15$.

По формуле (70), для двух рассматриваемых скоростных режимов работы топливного насоса подъем клапана при удельном весе дизельного топлива $\gamma_m = 0,85$ г/см³ и ориентировочных абсолютных подъемах клапанов соответственно 1,1 и 0,3 мм составит

$$\begin{aligned} h_{\kappa 1} &= \frac{d_n^2 d_o^2 C_{n1}}{2} \sqrt{\frac{2\pi \xi_{\kappa} \gamma_m}{32g(F_0 + K_{np} h_{\kappa}) d_o^4 - \pi \xi_o \gamma_m d_{\kappa}^2 d_n^4 C_{n1}^2}} = \\ &= \frac{1,3^2 \cdot 0,085^2 \cdot 120}{2} \times \\ &\times \sqrt{\frac{6,28 \cdot 3,55 \cdot 0,85}{32 \cdot 980 (3300 + 7500 \cdot 0,11) \cdot 0,085^4 - 3,14 \cdot 0,15 \cdot 0,85 \cdot 0,6^2 \cdot 1,3^4 \cdot 120^2}} = \\ &= 0,11 \text{ см} = 1,1 \text{ мм}; \\ h_{\kappa 2} &= \frac{1,3^2 \cdot 0,085 \cdot 64}{2} \times \\ &\times \sqrt{\frac{6,28 \cdot 3,55 \cdot 0,85}{32 \cdot 980 (3300 + 7500 \cdot 0,03) \cdot 0,085^4 - 3,14 \cdot 0,15 \cdot 0,85 \cdot 0,6^2 \cdot 1,3^4 \cdot 64^2}} = \\ &= 0,026 \text{ см} \approx 0,3 \text{ мм}. \end{aligned}$$

* См. книгу Агроскина И. И., Дмитриева Г. Т., Пикалова Ф. И. «Гидравлика». Госэнергоиздат, 1950, с. 87, табл. 1—8.

Цикловая подача g_c , мм³/цикл топливного насоса газодизеля ГД-700 с серийными и опытными нагнетательными клапанами

Клапан	Минимальная подача		Номинальная подача	
	Число оборотов топливного насоса $n_k \frac{\text{об}}{\text{мин}}$			
	750 (78,5 рад/сек)	400 (41,9 рад/сек)	750 (78,5 рад/сек)	400 (41,9 рад/сек)
Серийный клапан	40	0	260	260
Клапан-корректор	40	26	260	285
Степень коррекции топливоподачи Δg_4 , мм ³ /цикл	0	26	0	25

В связи с получением величин h_{κ_1} и h_{κ_2} примерно равным ориентировочно принятым производить перерасчет не требуется.

Следует заметить попутно, что для первого расчетного случая $C_{\pi_1} = 1,2$ м/сек полученный расчетом подъем нагнетательного клапана полностью соответствует результатам осциллографирования процесса подъема опытного клапана-корректора (фиг. 71), оборудованного специальным емкостным датчиком (фиг. 72)*. Как видно из фиг. 71, экспериментальное значение подъема опытного клапана также составляет 1,1 мм.

Для полученных величин h_{κ_1} и h_{κ_2} отсасываемые объемы составляют

$$g_{\kappa_1} = f_{\kappa} h_{\kappa_1} = \frac{\pi d_{\kappa}^2}{4} h_{\kappa_1} = \frac{3,14 \cdot 6^2}{4} 1,1 = 31 \text{ мм}^3;$$

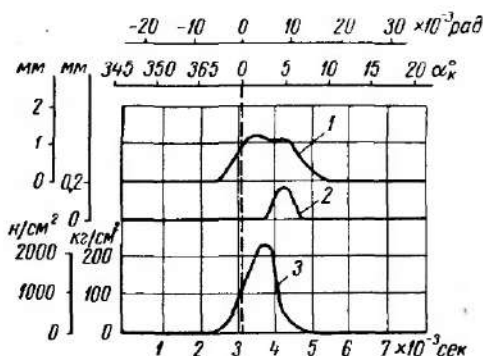
$$g_{\kappa_2} = f_{\kappa} h_{\kappa_2} = \frac{3,14 \cdot 6^2}{4} 0,3 = 8,5 \text{ мм}^3.$$

Величины утечек топлива, увеличивающие отсасывающий эффект нагнетательного клапана, при ориентировочном коэффициенте расхода корректирующих отверстий $\mu_{\kappa} \approx 0,47$ (с учетом искривления потока топлива при входе в центральный канал клапана) по формуле (74)

$$g_{o_1} = 2,88 \mu_{\kappa} \frac{d_o^2}{d_{\kappa}} \sqrt{\frac{h_{\kappa} G_{\kappa}}{\gamma_m}} = 2,88 \cdot 0,47 \frac{0,85^2}{6} \sqrt{\frac{1,1 \cdot 4,5}{0,85 \cdot 10^{-3}}} = 12,4 \text{ мм}^3;$$

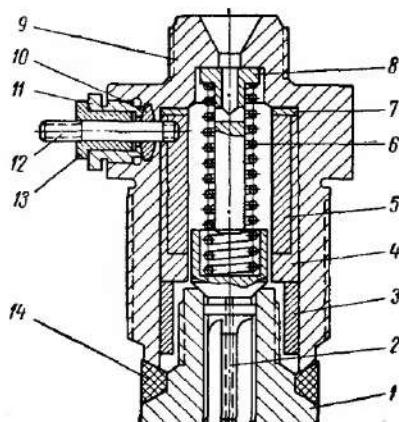
$$g_{o_2} = 2,88 \cdot 0,47 \frac{0,85^2}{6} \sqrt{\frac{0,3 \cdot 4,5}{0,85 \cdot 10^{-3}}} = 6,5 \text{ мм}^3.$$

* Разработан ст. научным сотрудником ЦНИДИ П. Х. Айба.



Фиг. 71. Оциллограмма процесса работы топливной аппаратуры газодизеля ГД-700 с опытным клапаном-корректором:

1 — подъем нагнетательного клапана; 2 — подъем иглы форсунки; 3 — давление топлива в нагнетательном трубопроводе; α_k — угол поворота кулачкового вала топливного насоса; число оборотов кулачкового вала $n_k = 749$ об/мин; цикловая подача $B_{ц} = 0,029$ з/цикл.



Фиг. 72. Конструкция емкостного датчика для определения подъема нагнетательного клапана:

1 — корпус клапана; 2 — клапан со специальным воротником — подвижной пластиной емкостного датчика; 3 — стопорное кольцо; 4 — изолирующая прокладка; 5 — неподвижная цилиндрическая пластина емкостного датчика; 6 — пружина нагнетательного клапана; 7 — изолирующее кольцо; 8 — ограничитель подъема клапана; 9 — штуцер высокого давления; 10 — уплотнительный сальник; 11 — нажимная гайка; 12 — электрод неподвижной пластины; 13 — изолирующая втулка; 14 — уплотнительное кольцо.

По формуле (71) степень коррекции серийных скоростных характеристик топливной аппаратуры газодизеля ГД-700

$$\Delta g_u = (g_{u1} - g_{u2}) + (g_{o1} - g_{o2}) = 31 - 8,5 + 12,4 - 6,5 = 28 \text{ мм}^3.$$

На основании экспериментальных данных по фиг. 45 и табл. 21 расчетная величина Δg_u соответствует фактическим значениям относительного эффекта коррекции для широкого диапазона цикловых подач.

5. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ДЛИНЫ РАСПЫЛЕННОЙ СТРУИ ТОПЛИВА

Процесс распыливания топлива в дизелях зависит от многих действующих факторов; его математическое отображение является очень сложным. В связи с этим до настоящего времени еще не создано обобщенной теории, позволяющей с достаточной степенью приближения осуществлять расчет процесса распыливания с целью предварительного выбора формы камеры сгорания дизеля.

В принципиальном отношении процесс распыливания топлива, в первую очередь, характеризуется дисперсностью (мелкостью) и формой распыленной струи топлива (угол конуса распыливания, длина струи за период запаздывания самовоспламенения топлива). Нахождение комплексной аналитической взаимосвязи даже между этими основными факторами не дает практически приемлемого решения. По причине подобного положения, в настоящее время приходится решать лишь частные вопросы распыливания, среди которых одним из важнейших является вопрос расчета длины струи (дальности).

Предлагаемые ниже теоретические основы подобного расчета базируются на балансе механических энергий действующих масс (топливо — воздух), что позволяет исключить в принципе необходимость рассмотрения нестабильной в реальных условиях микроструктуры потока (мелкости распыливания). В процессе нахождения аналитических взаимосвязей принимаются допущения равенства скоростей капель топлива и газовой среды в зоне «контакта» и постепенного расходования располагаемой кинетической энергии распыленной струи топлива по мере ее «развития» в газовой среде, в которую осуществляется впрыск топлива. Принятая исходная физическая модель процесса распыливания весьма просто учитывает влияние плотности внешней среды, в связи с чем создаются реальные предпосылки для использования окончательных расчетных уравнений для конкретных случаев форсирования дизелей путем наддува.

Принципиальная расчетная схема процесса распыливания приведена на фиг. 73.

В соответствии с принятым ранее балансом кинетических энергий

$$dK_m = - \frac{dK_a}{\eta^2}. \quad (75)$$

В этом равенстве левая часть представляет собой уменьшение живой силы потока топлива на участке 1-2 (фиг. 73), расходуемой на сообщение скорости потока воздуха в зоне контакта; η^2 — некоторый поправочный коэффициент, учитывающий потерю части механической энергии топлива на преобразование в тепловую энергию (трение капель топлива о воздух) и неравномерное распределение скорости топлива в любом поперечном сечении потока.

В связи с теоретическим расчетом члена dK_m в дальнейшем по максимальной (осевой) скорости потока и приписываемого по данной причине воздуху относительного численного избытка механической энергии против фактически передаваемой ему топливом коэффициент η^2 должен быть более единицы.

Очевидно, что равенство (75), при принятых по фиг. 73 обозначениях, можно переписать следующим образом

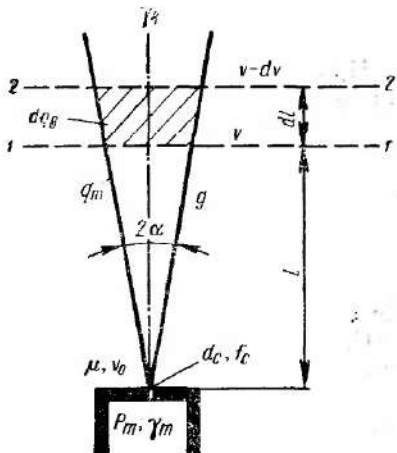
$$\begin{aligned} \frac{q_m}{g} \frac{v^2}{2} - \frac{q_m}{g} \frac{(v-dv)^2}{2} = \\ = - \frac{1}{\eta^2} \frac{dq_a}{g} \frac{\left(v - \frac{dv}{2}\right)^2}{2}, \end{aligned}$$

откуда, после преобразований, сокращений и приравнивания нулю членов высшего порядка малости,

$$2q_m dv = - \frac{1}{\eta^2} v dq_a.$$

Поскольку вес воздуха, заключенного в объеме усеченного конуса (сечения 1-2 на фиг. 73),

$$dq_a = \gamma_a \pi \operatorname{tg}^2 \alpha l^2 dl,$$



Фиг. 73. Схема процесса распыливания топлива:

l — длина распыленной струи топлива в данный момент времени t ; 2α — угол конуса струи; γ_m — удельный вес топлива; p_m — активный перепад давлений (давление впрыска топлива); v_0 — начальная скорость истечения топлива из сопла; μ — коэффициент расхода соплового отверстия; d_c и f_c — диаметр и площадь поперечного сечения соплового отверстия; γ_a — удельный вес газовой среды (воздуха); q_m — количество топлива, соответствующее времени прохождения струей топлива пути l ; v — фактическая скорость струи топлива (воздуха) в расчетном сечении 1-2; dq_a — весовое количество воздуха, заключенное в элементарном объеме, ограниченном сечениями 1-2; dv — элементарное приращение скорости струи на длине dl ; g — ускорение силы тяжести.

то

$$2q_m dv = - \frac{1}{\eta^2} v \gamma_e \pi \operatorname{tg}^2 \alpha l^2 dl. \quad (76)$$

Интеграл дифференциального уравнения (76), как уравнения с разделенными переменными, определяется элементарно.

$$\ln v = \frac{-\pi \gamma_e \operatorname{tg}^2 \alpha}{\eta^2 6q_m} l^3 + C.$$

При очевидных начальных условиях $l = 0$, $v = v_0$, постоянная интегрирования $C = \ln v_0$, откуда

$$\ln \frac{v}{v_0} = - \frac{\pi \gamma_e \operatorname{tg}^2 \alpha}{\eta^2 6q_m} l^3$$

и

$$v = v_0 e^{-\frac{\pi \gamma_e \operatorname{tg}^2 \alpha}{6\eta^2 q_m} l^3}, \quad (77)$$

где e — основание натуральных логарифмов.

Следует заметить, что фактические скорости капель топлива по поперечному сечению распыленной струи не одинаковы и изменяются от максимального значения по оси струи до нулевого значения на периферии. По указанной причине «пробивная» способность распыленной струи, естественно, должна определяться «сердцевинной» факелы с наибольшей плотностью топлива, а не вообще визуальными границами потока.

Данное обстоятельство позволяет включить в выражение (77) «эффективный» угол распыливания $\alpha_{эф}$, определяемый из условного равенства

$$\operatorname{tg} \alpha_{эф} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\eta}. \quad (78)$$

Поскольку $v = \frac{dl}{dt}$, то, с учетом сказанного выше, уравнение (77) возможно переписать в ином виде

$$\frac{dl}{dt} = v_0 e^{-kl^3}$$

или

$$e^{kl^3} dl = v_0 dt, \quad (79)$$

где

$$k = \frac{\pi \gamma_e \operatorname{tg}^2 \alpha_{эф}}{6q_m} \quad (80)$$

и

$$q_m = \gamma_m f c v_0 t. \quad (81)$$

Преобразовывая левую часть уравнения (79) по очевидному условию $e^{kl^3} dl = \frac{e^{kl^3}}{3l^2} dl^3$ и используя метод интегрирования

по частям, для различных участков процесса с заданным «средним» (постоянным) значением q_m получим

$$\int e^{kl^3} dl = \frac{e^{kl^3}}{3kl^2} + \frac{2}{3k} \int \frac{e^{kl^3}}{l^3} dl. \quad (82)$$

С определенной степенью точности подынтегральную функцию в правой части равенства (82) можно приравнять отношению $\frac{1}{l^3}$. Так, при близком к нулевому значению l имеет место простое тождество сопоставляемых функций, а при иных значениях l , в силу явного преобладания кубических степеней в знаменателях, эти функции не расходятся существенно.

Принимая упомянутую выше замену с параллельной компенсацией допускаемой при этом погрешности за счет введения поправочного коэффициента ξ , после окончательного интегрирования уравнения (82) имеем

$$\int e^{kl^3} dl = \xi \left(\frac{e^{kl^3}}{3kl^2} - \frac{1}{3kl^2} \right) + C$$

или по уравнению (79)

$$\frac{\xi}{3kl^2} (e^{kl^3} - 1) + C = v_0 t. \quad (83)$$

По теории бесконечно малых величин, предел выражения вида $a^x - 1$ при x , стремящемся к нулю, равен $x \ln a$. Следовательно, по выражению (83) при $t = 0, l = 0$ член в скобках $e^{kl^3} - 1 = kl^3 \ln e$ и в пределе постоянная интегрирования

$$C_{l=0} = -\frac{\xi}{3kl^2} (e^{kl^3} - 1) = -\frac{\xi kl^3 \ln e}{3kl^2} = -\frac{\xi l \ln e}{3} = 0.$$

Таким образом, с учетом равенств (80), (84), (83) и полученного результата для постоянной интегрирования,

$$\frac{6\xi\gamma_m f_c v_0 t}{3\pi\gamma_e \lg^2 \alpha_{эф} l^2} \left(e^{\frac{\pi\gamma_e \lg^2 \alpha_{эф}}{6\gamma_m f_c v_0 t} l^3} - 1 \right) = v_0 t,$$

откуда после сокращений и преобразований

$$t = \frac{Ml^3}{3v_0 \ln \left(\frac{Ml^2}{\xi} + 1 \right)}, \quad (84)$$

где

$$M = \frac{\pi\gamma_e \lg^2 \alpha_{эф}}{2\gamma_m f_c} = \frac{2\gamma_e \lg^2 \alpha_{эф}}{\gamma_m d_c^2}. \quad (85)$$

Выражение (84) и является искомым. Его особенностью является способ использования, по которому для нахождения

необходимой функции $l = f(t)$ приходится решать обратную задачу нахождения t по произвольно заданному l . Однако это обстоятельство, связанное лишь с простым видом окончательного уравнения в виде явной функции t от l , не влечет за собой дополнительных трудностей в процессе конкретного расчета длины струи l .

В выражении (84) величина M физически характеризует степень относительного торможения распыленной струи топлива, оцениваемую параметрами самой струи, сопла и физическими свойствами топлива и среды, в которую производится впрыск — $\alpha_{эф}$, f_c , γ_m , γ_e . В соответствии с полученной зависимостью, чем выше плотность среды γ_e и меньше пробивная способность распыленной струи топлива (малые значения γ_m , f_c и относительно больший угол конуса $\alpha_{эф}$), тем более величина M .

С точки зрения области применения выведенных аналитических зависимостей, для большинства практических случаев достаточно ограничиться длиной струи l порядка 250 мм, что при центральном расположении форсунки в крышке цилиндра дизеля соответствует диаметрам цилиндра 500 ÷ 600 мм.

На фиг. 74 для примера представлены результаты расчета процесса впрыска по выражению (84), в соответствии

Фиг. 74. Расчетные (штриховые) и экспериментальные (сплошные) кривые длины струи l в зависимости от времени t при впрыске в атмосферу:

- 1 — $d_c = 0,3$ мм; $p_m = 100$ кг/см²; $\mu = 0,75$; $\alpha_{эф} = 1^\circ 52'$; $v_0 = 114$ м/сек; $\xi = 2,9$;
2 — $d_c = 0,3$ мм; $p_m = 200$ кг/см²; $\mu = 0,75$; $\alpha_{эф} = 2^\circ 15'$; $v_0 = 160$ м/сек; $\xi = 3,0$;
3 — $d_c = 0,2$ мм; $p_m = 400$ кг/см²; $\mu = 0,88$; $\alpha_{эф} = 1^\circ 23'$; $v_0 = 265$ м/сек; $\xi = 2,5$.

с экспериментальными данными ЦНИДИ по впрыску топлива под постоянным давлением в атмосферу. При этом видимые углы конуса распыливания 2α были приняты на основании непосредственного их замера, а начальная скорость истечения топлива из сопловых отверстий определялась по известному из гидравлики соотношению

$$v_0 = \mu \sqrt{\frac{2g p_m}{\gamma_m}} \quad (86)$$

Как видно из фиг. 74, при выбранных численных значениях опытных коэффициентов η и ξ расчетные величины весьма близки к экспериментальным.

Конкретный пример расчета для других условий впрыска топлива представлен в табл. 22, которая также характеризует хорошее совпадение расчетных данных с данными эксперимента.

Таблица 22

Пример расчета длины струи топлива

$$P_m = 400 \text{ кг/см}^2 \text{ (3920 н/см}^2\text{); } d_c = 0,3 \text{ мм; } \alpha_{вф} = 1^\circ 36'; \mu = 0,75;$$

$$v_0 = 227 \text{ м/сек; } \xi = 2,45; M = 2,47 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\text{см}^2}$$

$l \text{ мм}$	0	50	100	150	200	250	300
$l^2 \text{ см}^2$	0	$0,25 \cdot 10^2$	10^2	$2,25 \cdot 10^2$	$4 \cdot 10^2$	$6,25 \cdot 10^2$	$9 \cdot 10^2$
$l^3 \text{ см}^3$	0	$0,125 \cdot 10^3$	10^3	$3,38 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	$15,6 \cdot 10^3$	$27 \cdot 10^3$
$\frac{Ml^2}{\xi}$	0	0,0252	0,102	0,228	0,403	0,632	0,909
$\ln\left(\frac{Ml^2}{\xi} + 1\right)$	—	0,253	0,267	0,305	0,344	0,490	0,647
$t, \text{ м/сек}$	0	0,18	0,386	0,598	0,852	1,155	1,52
t экспериментальное м/сек	0	0,18	0,39	0,60	0,86	1,13	1,49
Расхождение %	0	0	—1,0	—0,3	—0,9	+2,2	+2,0

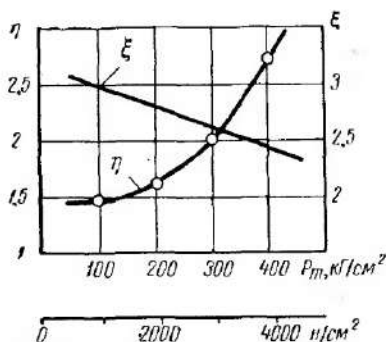
Таблица 23

Характерная зависимость коэффициента η и эффективного угла конуса распыливания $\alpha_{вф}$ от давления впрыска P_m

Диаметр сопла $d_c = 0,3 \text{ мм}$

P_m		Видимый угол конуса распыливания α		Коэффициент η	Эффективный угол конуса распыливания $\alpha_{вф}$	
кг/см ²	н/см ²	град	рад		град	рад
100	981	2°50'	0,050	1,5	1°52'	0,033
200	1960	3°30'	0,061	1,55	2°45'	0,039
300	2940	3°50'	0,067	2,0	1°58'	0,035
400	3920	4°20'	0,077	2,71	1°36'	0,028

По результатам проведенного исследования, для статических давлений впрыска P_m в пределах $100 \div 400 \text{ кг/см}^2$ значения коэффициентов η (табл. 23) и ξ для различных давлений впрыска ориентировочно могут быть приняты по фиг. 75.



Фиг. 75. Зависимость коэффициентов η и ξ от давления впрыска P_m .

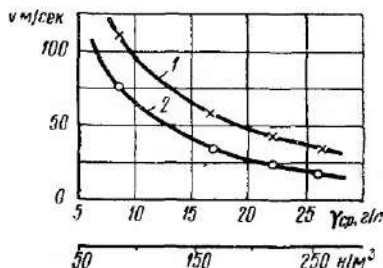
кислого газа различной плотности топливной аппаратуры ($d_c = 0,62 \text{ мм}$); там же для сравнения приведены и расчетные величины одного из рассмотренных ранее примеров (табл. 22), в наибольшей степени сопоставимого по исходным условиям распыливания. При этом угол конуса распыливания $\alpha_{эф}$, естественно, увеличивающийся по мере роста плотности газовой среды, был принят пропорциональным соответствующим действительным значениям (табл. 24).

Как видно по полученным результатам, графически изображенным на фиг. 76, в условных величинах средних скоростей на длине распыленной струи топлива в 200 мм характер изменения скорости экспериментальной и расчетной кривых в зависимости от плотности газовой среды идентичен. В то же время скорости распространения струи топлива в расчетном случае соответственно меньше, а относительная скорость замедления процесса распыливания по времени (табл. 24) выше.

Данные обстоятельства с очевидностью объясняются меньшей пробивной способностью топливной струи, вылетающей из

В выражении (84) фактически превалирует член M в числителе. По данной причине, для случая впрыска топлива в среду с повышенной плотностью (с противодавлением) время прохождения концом струи топлива определенного пути тем больше, чем больше удельный вес внешней среды.

В табл. 24, по экспериментальным данным ЦНИДИ, приведены фактические значения времени прохождения струей топлива пути в 200 мм при впрыске в среду сжатого угле-



Фиг. 76. Зависимость условных скоростей струи топлива v от удельного веса газовой среды $\gamma_{ср}(\gamma_a)$:

1 — $d_c = 0,62 \text{ мм}$ (экспериментальная кривая); 2 — $d_c = 0,3 \text{ мм}$ (расчетная кривая).

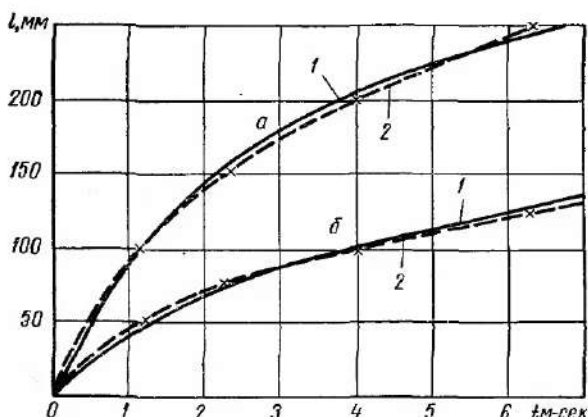
Фактические и расчетные данные при впрыске топлива в среду с повышенной плотностью

Фактические значения $d_0 = 0,62 \text{ мм}$ температура среды 50°C	Удельный вес среды		г/л	1,23	8,6	16,8	22,2	26,2
			н./м ³	12,1	84,4	164,8	217,8	267,0
	Видимый угол конуса распыливания 2α		град	5	8,5	10,5	11,8	13,0
			рад	0,088	0,149	0,184	0,206	0,228
	$t \text{ м-сек } (l = 200 \text{ мм})$		—	—	1,8	3,4	4,4	5,6
	Относительная скорость замедления процесса распыливания по времени δ		—	—	1,0	1,89	2,45	3,11
	Расчетный эффективный угол конуса распыливания 2α		град	$\frac{3,2}{(\alpha_{\text{эф}} = 1^\circ 36')}$	5,45	6,72	7,55	8,33
			рад	0,056	0,095	0,118	0,132	0,146
	$M \text{ г/см}^3$		—	$2,47 \cdot 10^{-3}$	$4,98 \cdot 10^{-2}$	$1,52 \cdot 10^{-1}$	$2,51 \cdot 10^{-1}$	$3,59 \cdot 10^{-1}$
	$\frac{M l^2}{\xi} (l = 200 \text{ мм}, \xi = 2,45)$		—	0,403	8,14	24,8	44,0	58,7
$\ln \left(\frac{M l^2}{\xi} + 1 \right)$		—	0,344	2,21	3,25	3,74	4,08	
$t \text{ м-сек } (l = 200 \text{ мм})$		—	0,852	2,64	5,49	7,88	10,35	
δ		—	—	1,00	2,08	2,99	3,92	

Расчетные значения $d_0 = 0,3 \text{ мм}; P_m = 400 \text{ кг/см}^2$ (3920 н./см ² ; $v_0 = 227 \text{ м/сек}$)								

соплового отверстия меньшего диаметра и имеющей относительно меньшую живую энергию.

Приведенный последним пример одновременно показывает практическую возможность применения расчетных зависимостей, выведенных для статических условий впрыска топлива, также и для случаев нестационарного процесса впрыска, т. е. для случаев впрыска обычной дизельной топливной аппаратурой, что, кстати говоря, подтверждается и другими исследованиями [17].



Фиг. 77. Сравнительные данные при впрыске топлива в среду с повышенными плотностью и температурой:

1 — экспериментальные кривые по данным ЦНИДИ; 2 — расчетные кривые: a — впрыск топлива в среду сжатого воздуха с удельным весом $\gamma_a = 18 \text{ кг/м}^3$; число оборотов топливного насоса $n_k = 650 \text{ об/мин}$; диаметр игольничера $d_n = 10 \text{ мм}$; распылитель $6 \times 0,3 \text{ мм}$; противодействие впрыску $P_{np} = 13 \text{ атм}$; сжат пружины иглы форсунки $P_0 = 180 \text{ кг/см}^2$; начальная скорость впрыска $v_0 = 60 \text{ м/сек}$; $\alpha_{эф} = 2^\circ 50'$; $M = 1,14 \cdot 10^{-1} \text{ 1/см}^2$; $\xi = 3,0$; $б$ — впрыск топлива в среду сжатого углекислого газа с удельным весом $\gamma_{CO_2} = 14 \text{ кг/м}^3$ и температурой 523° абс. (250° C); $n_k = 750 \text{ об/мин}$; диаметр соплового отверстия $d_c = 0,62 \text{ мм}$; $P_{np} = 13 \text{ атм}$; $P_0 = 200 \text{ кг/см}^2$; $v_0 = 100 \text{ м/сек}$; $\alpha_{эф} = 3^\circ$; $M = 2,33 \cdot 10^{-2} \text{ 1/см}^2$; $\xi = 2,5$.

На фиг. 77 приведены конкретные примеры использования расчетного выражения (84) для впрыска топлива обычными дизельными форсунками в среду с повышенными противодействием и температурой. Как видно из фиг. 77, при соответственно выбранных коэффициентах η и ξ имеет место удовлетворительное совпадение расчетных данных с экспериментальными данными ЦНИДИ.

При впрыске топлива в дизелях оценка соответствия формы (длины) распыленной струи топлива форме камеры сгорания дизеля должна производиться по дальнобойности струи, характеризующей длину струи за период запаздывания самовоспламенения топлива. По этой причине необходимую для расчета осредненную начальную скорость струи v_0 следует относить к периоду

задержки самовоспламенения топлива τ_i , в связи с чем по теоретическим соображениям при суммарном живом сечении сопловых отверстий распылителя f_{co}

$$v_0 = \frac{g_{\tau}}{\gamma_m f_{co} \tau_i}, \quad (87)$$

где g_{τ} — количество топлива, впрыскиваемое в цилиндр дизеля за период времени τ_i .

По данным [31], τ_i составляет величину порядка $6,5 \div 11,5\%$ от полной продолжительности впрыска, а для обычных значений фактора динамичности рабочего цикла дизеля

$$\sigma = 0,2 \div 0,3 \text{ (см. стр. 69);}$$

$$g_{\tau} = (0,2 \div 0,3) g_{\tau}. \quad (88)$$

Впрыск топлива в условиях нестационарного процесса характеризуется дополнительными потерями давления топлива на преодоление инертной массы топлива и создание ускорений. По мере интенсификации (увеличения динамичности) процесса впрыска, эти потери возрастают и эффективный осредненный перепад давлений относительно уменьшается.

Применительно к условиям впрыска топлива в дизелях осредненную начальную скорость v_0 представляется возможным определять как функцию ряда показателей

$$v_0 = \lambda \mu \sqrt{\frac{2g(P_0 - P_{np})}{\gamma_m}}, \quad (89)$$

где λ — коэффициент, характеризующий динамичность процесса впрыска;

μ — коэффициент расхода сопловых отверстий распылителя;

P_0 — давление затяга (открытия) пружины иглы форсунки;

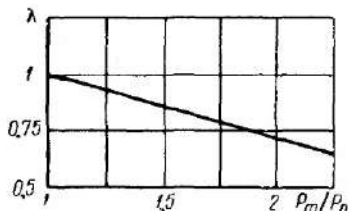
P_{np} — давление (противодавление) среды, в которую осуществляется впрыск топлива;

γ_m — удельный вес впрыскиваемого топлива;

g — ускорение силы тяжести.

Коэффициент λ непосредственно зависит от отношения максимального давления впрыска топлива P_m к давлению P_0 и его численное значение в первом приближении можно представить в виде графической зависимости, изображенной на фиг. 78.

Пример. Произвести расчет процесса движения струи топлива, впрыскиваемого в атмосферу топливной аппаратурой дизеля Д-6 на режиме малых подач и чисел оборотов.



Фиг. 78. Зависимость динамического коэффициента λ от отношения $\frac{P_m}{P_0}$:

P_m — максимальное давление впрыска топлива (без остаточного давления в нагнетательном трубопроводе после впрыска); P_0 — давление открытия иглы форсунки.

ЗАДАНИЕ ВЕЛИЧИНЫ

Диаметр плунжера топливного насоса	$d_n = 10 \text{ мм}$
Диаметр сопловых отверстий распылителя (по результатам микроконического анализа)	$d_c = 0,26 \text{ мм}$
Максимальное суммарное эффективное сечение сопловых отверстий распылителя (7 отверстий)	$\mu f_c = 0,23 \text{ мм}^2$
Давление начала открытия иглы форсунки	$P_o = 210 \text{ кг/см}^2$
Цикловая подача	$g_u = 0,055 \text{ г/цикл}$
Число оборотов кулачкового вала насоса	$n_k = 175 \text{ об/мин}$
Противодавление впрыску топлива	$P_{np} = 0$
Удельный вес топлива	$\gamma_m = 0,83 \text{ г/см}^3$
Удельный вес атмосферного воздуха	$\gamma_e = 1,23 \text{ кг/м}^3$
Угол конуса распыливания	$2\alpha = 7^\circ$

По результатам осциллографирования процесса впрыска топлива (фиг. 79), максимальное давление впрыска $p_m = 220 \text{ кг/см}^2$, подъем иглы форсунки $h_u = 0,21 \text{ мм}$.

По данным проливки распылителя на специальном стенде (фиг. 80), величина μf_c для частичного подъема иглы $h_u = 0,21 \text{ мм}$ составляет 0,58, а по фиг. 78 для отношения $\frac{p_m}{P_o} = \frac{220}{210} = 1,05$ коэффициент $\lambda = 0,975$.

По формуле (89)

$$v_o = 0,975 \cdot 0,58 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 210 \cdot 10^4}{830}} = 125 \text{ м/сек.}$$

По фиг. 75 для $p_m = 220 \text{ кг/см}^2$ коэффициент $\eta = 1,68$, откуда по формуле (78)

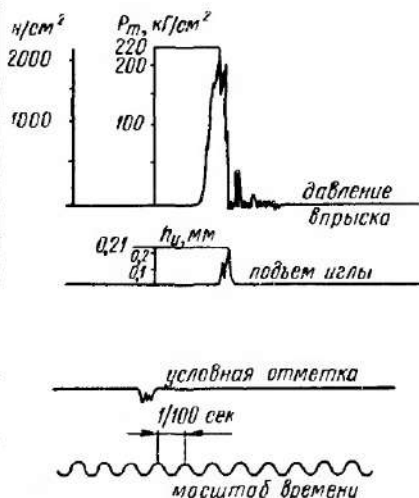
$$\text{tg } \alpha_{эф} = \frac{\text{tg } \alpha}{\eta} = \frac{\text{tg } 3^\circ 30'}{1,68} = \frac{0,0612}{1,68} = 0,0364.$$

По формуле (85)

$$M = \frac{2 \gamma_e \text{tg}^2 \alpha_{эф}}{\gamma_m d_c^2} = \frac{2 \cdot 1,23 \cdot 0,0364^2}{1000 \cdot 0,83 \cdot 0,026^2} = 5,8 \cdot 10^{-3} \text{ л/см}^2.$$

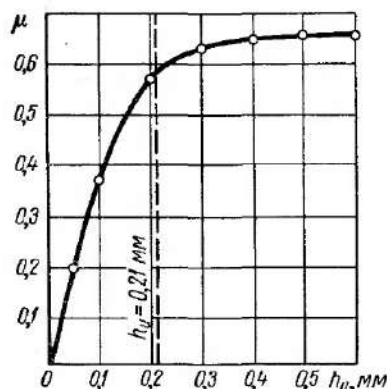
При $\xi = 2,8$ (фиг. 75) по формуле (84)

$$t = \frac{M l^3}{3 v_o \ln \left(\frac{M l^2}{\xi} + 1 \right)} = \frac{5,8 \cdot 10^{-3} l^3}{3 \cdot 125 \cdot 100 \ln \left(\frac{5,8 \cdot 10^{-3}}{2,8} l^2 + 1 \right)} = \frac{0,155 \cdot 10^{-6} l^3}{\ln (0,207 \cdot 10^{-2} l^2 + 1)}.$$



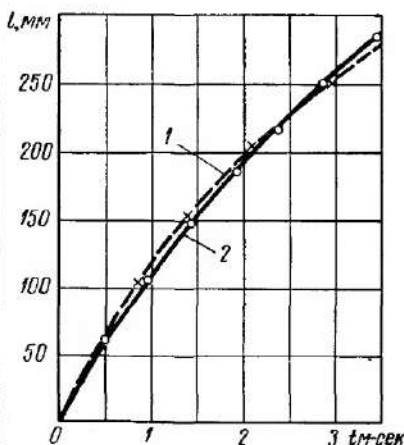
Фиг. 79. Осциллограмма процесса впрыска топлива при работе топливной аппаратуры дизеля Д-6:

$g_u = 0,055$ г/цикл; $n_k = 175$ об/мин;
 $P_m = 220$ кг/см²; $h_u = 0,21$ мм.



Фиг. 80. Гидравлическая характеристика распылителя дизеля Д-6:

μ — коэффициент расхода сопловых отверстий распылителя; h_u — подъем иглы.



Фиг. 81. Расчетные 1 и экспериментальные 2 кривые длины распыленной струи топлива в зависимости от времени для топливной аппаратуры дизеля Д-6: цикловая подача $g_u = 0,055$ г/цикл; число оборотов $n_k = 175$ об/мин; затяг пружины иглы форсунки $P_o = 210$ кг/см²; диаметр сопловых отверстий $d_c = 0,26$ мм; удельный вес топлива $\gamma_m = 0,83$ г/см³; удельный вес газовой среды (воздуха) $\gamma_e = 1,23$ кг/м³.

Пример расчета длины распыленной струи топлива

(топливная аппаратура дизеля Д-6)

$g_u = 0,055$ г/цикл; $(0,54 \cdot 10^{-3}$ н/цикл); $n_k = 175$ об/мин ($18,3$ рад/сек);
 распылитель $7 \times 0,26$ мм; $P_o = 210$ кг/см² (2060 н/см²); $2\alpha = 7^\circ$ ($0,123$ рад)

l см	0	5	10	15	20	25
l^2 см ²	0	$0,25 \cdot 10^2$	10^2	$2,25 \cdot 10^2$	$4 \cdot 10^2$	$6,25 \cdot 10^2$
l^3 см ³	0	$0,125 \cdot 10^3$	10^3	$3,38 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	$15,6 \cdot 10^3$
$\left(\frac{0,207}{10^2} l^2 + 1\right)$	0	0,0518	0,207	0,465	0,829	1,294
$\ln\left(\frac{0,207}{10^2} l^2 + 1\right)$	0	0,0507	0,189	0,386	0,603	0,828
t сек	0	$0,384 \cdot 10^{-3}$	$0,82 \cdot 10^{-3}$	$1,36 \cdot 10^{-3}$	$2,06 \cdot 10^{-3}$	$2,92 \cdot 10^{-3}$

Конкретный расчет по последнему выражению приведен в табл. 25, а графические результаты представлены на фиг. 81, показывающие удовлетворительное совпадение расчетных значений l с экспериментальными значениями, полученными непосредственными стробоскопическими исследованиями процесса развития струи топлива при впрыске в атмосферу.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Общий анализ современных направлений и тенденций развития дизельной топливной аппаратуры показывает наличие разнообразных конструктивных решений в области систем топливоподачи, имеющих целью обеспечить дальнейшее улучшение эксплуатационных показателей дизелей. При этом в практике дизелестроения широкое применение находит топливная аппаратура обычного типа с механическим приводом плунжера топливных насосов и форсунками закрытого типа с гидравлическим управлением иглы.

В связи с рядом отрицательных качеств топливной аппаратуры обычного типа, заключающихся в сравнительно ограниченном диапазоне стабильной работы, резком изменении давления впрыска в зависимости от производительности и числа подач и существенном влиянии на параметры впрыска упругих деформаций привода, в настоящее время получает развитие топливная аппаратура специального типа с аккумулялирующими свойствами. Однако конструктивная сложность такой аппаратуры препятствует ее повсеместному распространению.

Важность предъявляемых к топливной аппаратуре технических требований и необходимость ее высококачественного изготовления в условиях специализированного производства обуславливают существование общесоюзных стандартов и нормалей, регламентирующих типаж, основные параметры и технические требования. На топливные насосы и форсунки обычного типа распространяются стандарты ГОСТ 10578—63 и ГОСТ 10579—63, учитывающие существующие и перспективные потребности отечественных дизелей и являющиеся базой для разработки прогрессивного унифицированного типажа топливной аппаратуры дизелей всех назначений. Технические условия на проектирование топливной аппаратуры включают целый комплекс качественных и количественных показателей, выполнение которых является обязательным для обеспечения высоких эксплуатационных качеств изделий.

2. В связи с важными преимуществами топливной аппаратуры обычного типа, связанными с простотой конструкции и удобством обслуживания в различных условиях эксплуатации, с необходимостью возникает вопрос поиска новых технических путей ее дальнейшего совершенствования, в первую очередь, применительно к форсированным дизелям. В настоящее время на базе проведенных в СССР исследовательских работ представляется возможным применение в дизелях широкого ассортимента топлив нефтяного происхождения — от сжиженных пропан-бутановых газов до мазутов включительно. Широкое применение таких топлив должно сопровождаться реализацией современных конструктивных решений топливной аппаратуры, обеспечивающих ее надежную работу, и применением специальных присадок к топливам и маслам для дизелей, компенсирующих отрицательные физико-химические свойства товарных сортов топлив.

Техническим достижением следует считать возможность коррекции скоростных характеристик впрыска, закона топливоподачи и улучшения рабочих характеристик дизелей посредством двухфазной подачи топлива. По опыту ЦНИДИ, применение нагнетательных клапанов-корректоров позволяет на 30—35% и более снизить минимально устойчивое число оборотов холостого хода судовых и транспортных дизелей и создать перспективную конструкцию газодизеля с минимальным потреблением жидкого запального топлива.

По данным ЛИВТ*, параллельная подача топлива в жидкой и паровой или газовой фазах (двухфазная подача) позволяет на 25—35% увеличить эффективную мощность дизеля и повысить экономичность работы силовой установки. Применительно к вопросу обеспечения оптимального закона топливоподачи в данный момент имеются определенные практические решения, способствующие улучшению динамических показателей рабочего процесса дизелей, а также повышению их надежности и долговечности.

В области проектирования топливной аппаратуры являются современными тенденции создания принципиально новых систем впрыска пневмогидравлического и распределительного типов и систем с плунжерными аккумуляторами для целей использования на высокофорсированных дизелях с газотурбинным наддувом и газотурбинных установок со свободнопоршневыми генераторами газа. Подобные системы допускают резкое расширение диапазона стабильных подач, высокую цикличность и сравнительную независимость давления впрыска от режима работы дизеля.

Дальнейшее упрощение топливной аппаратуры распределительного типа находит свое завершение в попытках создания саморегулирующихся систем, в которых отсутствует сравнительно сложный механический регулятор скорости.

* Ленинградский институт водного транспорта.

3. В области конструирования топливной аппаратуры принципиальным является вопрос разработки инженерных методов комплексного расчета. Такие расчеты должны допускать обоснованный выбор основных геометрических размеров плунжера топливного насоса и соплового аппарата форсунки, а также выбор и обеспечение необходимых кинематических параметров плунжера (профиля кулачка топливного насоса).

Особое место в упомянутом комплексе должно быть отведено вопросу создания прогрессивных конструкций топливной аппаратуры с повышенным сроком службы и корректирующими свойствами. Для этих целей в методике расчета необходимо предусматривать оценку допустимости принятого диаметра плунжера с точки зрения контактных напряжений в системе роликового толкателя и возможного эффекта коррекции топливоподачи при использовании нагнетательных клапанов-корректоров на различных скоростных режимах работы топливного насоса.

Завершающим должен являться расчет длины (дальнобойности) распыленной струи топлива, допускающий предварительную оценку соответствия формы струи форме камеры сгорания дизеля.

Весь упомянутый комплекс расчетных методик разработан на базе широких экспериментальных работ, поставленных в ЦНИДИ в области топливной аппаратуры. Будучи в определенной степени апробирован, он может быть рекомендован для применения в заводской практике для создания новых образцов топливной аппаратуры и модернизации существующих.

ЛИТЕРАТУРА

1. Астахов И. В. Динамика процесса впрыска топлива в быстроходных дизелях. Издательство бюро новой техники, 1948, 90 с.
2. Астахов И. В. Выбор основных параметров топливной системы двигателя. — «Автомобильная и тракторная промышленность». 1954, № 3, с. 10—16.
3. Астахов И. В. Закон подачи топлива как фактор повышения надежности работы и ресурса быстроходного дизеля. — «Энергомашиностроение», М., 1956, № 8, с. 16—21.
4. Артемьев Е. И., Вегера Н. Л. и др. Дизель Д-6. Машгиз, 1957, 190 с.
5. Балакин В. И. Пути улучшения работы тепловозных дизелей. Труды ЦНИДИ № 45, 1963, с. 3—15.
6. Балакин В. И. Распыливание тяжелого топлива. Труды ЦНИДИ, вып. № 41, 1961 с. 26—36.
7. Вырубов Д. Н. О методике расчета испарения топлива. Сборник МВТУ «Двигатели внутреннего сгорания» Под ред. Д. Н. Вырубова, М., ГНТИ, 1954 г. с. 20—34.
8. Гальперович Л. Г. Система впрыска топлива судовых дизелей. Л., Судпромгиз, 1961, 222 с.
9. Гуревич А. Н., Сурженко З. И. и Клепач П. Т. Топливная аппаратура тепловозных и судовых двигателей типа Д-100 и Д-50, М., Машгиз, 1963, 202 с.
10. Дизели. Справочное пособие конструктора. Под ред. В. А. Вапшейдта. Л., Машгиз, 1957, с. 269—301.
11. Дьяченко Н. Х. Автотракторные двигатели с наддувом. М., Машгиз, 1953, с. 157—178.
12. Доманский Э. Исследование условий сжигания различных сортов топлива в дизеле, главным образом, в дизеле двухтактном. «Technische zprávy» 1961, № 2, Прага, с. 1—7.
13. Еремеев А. Ф. Топливоподающая аппаратура для свободнопоршневых генераторов газа. Труды ЦНИДИ № 45, 1963, с. 27—36.
14. Еремеев А. Ф. Саморегулирующийся топливный насос распределительного типа для маломощных высокооборотных двигателей. Техничко-

экономический бюллетень. «Промышленный Алтай», Барнаул, 1960, № 1—2, с. 17—22.

15. К у т о в о й В. А. Малый газ авиадизеля и корректирующее действие нагнетательного клапана топливного насоса. М., Оборонгиз, 1945, 16 с.

16. К у т о в о й В. А. Распыливание топлива дизельными форсунками. Под ред. А. И. Толстова. Труды НИИ, № 8, 1959, 123 с.

17. Л ы ш е в с к и й А. С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками. М., Машгиз, 1963, 178 с.

18. М и р о н о в А. П. и Э ф р о с В. В. Влияние параметров распылителя форсунки на показатели двигателя Д-37М. — «Тракторы и сельхозмашины», 1963, № 6, с. 20—22.

19. М п ч к и н И. А. Результаты исследований конечной фазы процесса вырыска топлива. Труды НАТИ, вып. 149, М., ОНТИ 1962, с. 3—45.

20. П е т р о в с к и й Н. В. Специальные вопросы теории судовых дизелей. Изд. «Морской транспорт», 1959, 138 с.

21. П и ш н и г е р А. Рабочие температуры форсунок двухтактных дизелей. МТЗ № 11, 1953, с. 317—323.

22. Р у с и н о в Р. В. Топливная аппаратура для форсированного дизеля. — «Энергомашиностроение», 1962, № 10, с. 22—25.

23. Р у с и н о в Р. В. О коррекции скоростных характеристик топливных насосов дизелей. — «Энергомашиностроение», 1960, № 10, с. 22—25.

24. Р у с и н о в Р. В. Распыливание топлива в дизелях. — «Вестник машиностроения», № 4, 1963, с. 19—24.

25. Справочник по энергетическому оборудованию. ГОСИЦТИ, 1959, с. 3—164.

26. С и ф м а н Б. И. Экспериментальное исследование и метод расчета топливных систем типа БОШ. Труды НИДИ, 1941, 80 с.

27. С о м о в В. А. и Б о т к и н П. П. Топливо для транспортных дизелей. Л., Судпромгиз, 1963, 356 с.

28. С е м е н о в Б. Н. О переводе двигателей с воспламенением от сжатия на сжиженные газы. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 8, с. 6—8.

29. С е м е н о в Б. Н. О стабильной работе топливной аппаратуры дизеля на легких топливах. Труды ЦНИДИ № 43, 1962, с. 3—14.

30. С т р у л е в и ч Н. И. и Д и т я к и н В. Ю. О соотношении между диаметром капли и диаметром ее отпечатка на слое сажи. Технический бюллетень ЦИАМ, № 2. ОНТИ-ЦИАМ 1949, с. 14—19.

31. Т о л с т о в А. И. Процессы смесеобразования и сгорания в быстрходном двигателе с воспламенением от сжатия при наддуве. Сборник ВНИТОЭ «Повышение мощности двигателей с воспламенением от сжатия». М., Машгиз, 1954, с. 26—; .

32. Ф о м и н Ю. Я. Гидродинамический расчет топливных систем судовых дизелей. Изд. «Морской транспорт», 1959, 83 с.

33. Ф о м и н Ю. Я. Улучшение распыливания топлива в дизелях на малых оборотах и подачах. Известия высших учебных заведений. Разд. «Машиностроение», № 12, 1962, с. 123—129.

34. Ф у й и х и р о У к о н, Т а н а к о Т а р о. Рабочие температуры распылителей. MTZ, № Т-5, 1963, с. 167—171.

35. Х а н д о в З. А. и Е р м а к о в В. Ф. Работа судового дизеля с двухфазной подачей топлива. Л., Судпромгиз, 1963, с 55—81.

36. Х р о м ы х В. А. Топливная аппаратура мощных судовых дизелей Сб. «Двигатели внутреннего сгорания», вып. 3, ЦИНТИАМ, 1963, с. 13—21.

37. Ч и р к и н А. П. и Р е з н и к И. И. Дизельная топливная аппаратура. Справочник, М., Машгиз, 1963, 168 с.

38. Ш м е л е в В. П. Топливная аппаратура современных судовых дизелей. Изд. «Морской транспорт», 1959, 138 с.

39. Энциклопедический справочник, «Машиностроении», т. 10, М., Машгиз, 1948, с. 238—287.

О Г Л А В Л Е Н И Е

	Стр.
Предисловие	3
Г л а в а I. Конструкция дизельной топливной аппаратуры	5
1. Общие положения	—
2. Технические условия на проектирование топливной аппаратуры	22
3. Топливные насосы с механическим приводом плунжера	30
4. Специальные топливные насосы	40
5. Распределительные топливные насосы	46
6. Насос-форсунки	47
7. Форсунки	48
Г л а в а II. Современные тенденции в проектировании топливной аппаратуры	53
1. Форсирование топливной аппаратуры	54
2. Тепловая защита распылителей	60
3. Улучшение процесса впрыска топлива на режимах малых подач и чисел оборотов	63
4. Коррекция скоростных характеристик впрыска	66
5. Управляемый впрыск топлива	68
6. Топливная аппаратура для свободнопоршневых генераторов газа	73
7. Топливная аппаратура пневмогидравлического типа	75
8. Непосредственный впрыск сжиженного газа	76
9. Применение тяжелых топлив	80
10. Двухфазная подача топлива	83
11. Топливная аппаратура высокооборотного дизеля	85
12. Саморегулирующаяся топливная аппаратура	87
Г л а в а III. Расчет топливной аппаратуры	91
1. Выбор основных размеров топливной аппаратуры	92
2. Расчет и построение кулачков топливных насосов	103
3. Выбор оптимального диаметра плунжера топливного насоса	113
4. Основы расчета корректирующих систем	120
5. Основы расчета длины распыленной струи топлива	128
Заключение	141
Литература	144

Редактор издательства инж. М. П. Юркевич

Обложка художника Б. Л. Жадамовского

Технический редактор О. В. Сперанская

Корректор Р. М. Беликова

Сдано в производство 9/X 1964 г.

Подписано к печати 27/I 1965 г. М-20540.

Формат бумаги 60×90¹/₁₆.

Печ. листов 9,25.

Уч.-изд. листов 8,9.

Темплан 1965 г. № 380.

Тираж 3700 экз. Цена 45 коп.

Заказ 2323.

Ленинградская типография № 14
«Красный печатник» Главполиграфпрома

Государственного комитета
Совета Министров СССР по печати.

Московский проспект, 91.