

М 85873

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи
УДК 621.436.038.5.

ДЖАЯКОДИ АРАЧЧИГЕ МАНИЛ ПРИЯНТА ДЖАЯКОДИ

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ НА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ
ДИЗЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ С РЕГУЛИРОВАНИЕМ
НАЧАЛЬНОЙ СКОРОСТИ ТОПЛИВА

05.04.02 - Тепловые двигатели

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва. - 1992

Работа выполнена в Ордена Дружбы Народов Российском университете дружбы народов.

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Патрахальцев Н.Н.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Голубков Л.Н.;
кандидат технических наук,
доцент Грехов Л.В.

Ведущая организация - Научно-технический центр
Ярославского производственного
объединения Дизельаппаратура
(ЯЗТА).

Защита диссертации состоится " 8 " июня 1992 г.
в 15³⁰ часов на заседании специализированного совета К.053.15.05 при
МГТУ им. Н.Э.Баумана по адресу : 107005, Москва, Лефортовская
наб., д. I, корпус факультета "Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ
им. Н.Э.Баумана.

в одном экземпляре, заверенный
указанным адресу.

" май 1992 г.

Ефимов С.И.

M 85873



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Ускорение социально-экономического прогресса Шри-Ланка во многом зависит от эксплуатационной эффективности, экономичности и экологических качеств дизелей, применяемых на машинах сельскохозяйственного назначения, горнорудной промышленности, транспорта - автомобилях, тракторах, комбайнах и др.

Известно, что показатели эффективности и экономичности автотракторных дизелей в значительной степени зависят от качества работы топливopодающей аппаратуры (ТА). В условиях развивающихся стран совершенствование процессов топливopодачи осуществимо лишь путем модернизации ТА, не требующей больших затрат.

К подобным методам совершенствования процессов топливopодачи могут быть отнесены, например, методы регулирования начального давления топлива, а также разрабатываемый в настоящей работе метод создания начальной скорости топлива в линии высокого давления (ЛВД) ТА.

Существо метода заключается в формировании импульса гидравлического удара и суммировании этого импульса с импульсом, формируемым насосом высокого давления. Гидравлический удар формируется при мгновенном закрытии в заданный момент начала впрыска специального клапана слива, находящегося за форсункой.

Этот метод обеспечивает интенсификацию процессов впрыскивания с учетом возможного увеличения производительности ТНВД без повышения контактных напряжений в паре ролик толкателя - кулачок, регулирование величины цикловой подачи топлива и др.

Ввиду новизны данного метода, отсутствуют рекомендации к его практической реализации.

Из-за сложности волновых процессов и гидродинамических явлений, происходящих в такой системе, трудоемкости их экспериментального исследования, данный метод совершенствования процессов топливopодачи воздействием на начальную скорость. ^{Снач} целесообразно исследовать с применением математического моделирования гидродинамических процессов.

В этой связи разработка сравнительно простых систем

ИВТУ
им. Н. С. Баумана
БИБЛИОТЕКА

топливоподачи с созданием начальной скорости и их исследование путем математического моделирования имеет важное народно-хозяйственное значение для Шри-Ланка и является актуальной в современном дизелестроении.

Цель работы. Целью работы является изучение основных особенностей процессов топливоподачи при интенсификации впрыскивания методом суммирования импульсов волн давления, формируемых насосом высокого давления, и импульсов волн давления, представляющих собой отраженные волны давления при гидравлическом ударе, сформированном за форсункой.

(В работе система такого типа названа системой топливоподачи с регулируемой начальной скоростью топлива (РНС)). На основе расчетно-теоретических и экспериментальных методов исследовать возможные пути повышения объемной скорости подачи топлива, давления впрыскивания топлива и пути решения возникающих при этом вопросов выбора рациональных конструктивных соотношений в топливной системе.

Решить задачи комплексной модернизации традиционных топливных систем с целью повышения качества топливоподачи как на малых нагрузках и холостых ходах, так и в области широкого диапазона изменений скоростных и нагрузочных режимов.

Методы исследования. Экспериментальные исследования проводились в лаборатории рабочих процессов ДВС РУДН как на безмоторных стендах типа СДТА-I, так и на моторных стендах (установка ИДТ-69 с дизелем I48,5/II,5).

Для измерения и регистрации параметров и показателей рабочего процесса дизеля применялось стандартное оборудование, включая индикатор типа МАИ-2. Достоверность метода математического моделирования подтверждена хорошей сходимостью результатов расчета и эксперимента. Теоретическое исследование выполнено с использованием современной вычислительной техники.

Научная новизна. Разработаны теоретически и подтверждены экспериментально физические представления об особенностях гидродинамических процессов в топливных системах, использующих начальную скорость топлива (скорость слива топлива) для формирования гидравлического удара, и для использования волны, отраженной от элемента, формирующего гидравлический удар, для

интенсификации процессов впрыскивания топлива. Особое внимание при этом было уделено отбору параметров топливной системы, с целью оптимизации получаемой характеристики (закон впрыскивания).

Показано, что на процесс топливоподачи существенное влияние оказывает длина сливного трубопровода (по отношению к штатному трубопроводу между насосом и форсункой), а также конструктивные параметры обратного клапана слива, элементы электромагнитного управления обратным клапаном. В работе получена новая информация о возможности интенсификации процессов впрыскивания с учетом возможного увеличения производительности ТНВД. Получены количественные данные о возможности регулирования величины цикловой подачи топлива путем слива части нагнетаемого топлива в ЛНД.

Практическая ценность работы. Программа, реализующая метод гидродинамического расчета процесса топливоподачи системой с регулируемой начальной скоростью, позволяет с достаточной для практики точностью быстро решать задачи проектирования, доводки и модернизации традиционных топливных систем с многосекционными топливными насосами различных конструкций, а также с топливными насосами распределительного типа. Программа гидродинамического расчета топливных систем, основанная на численном интегрировании общих уравнений неустановившегося движения и уравнений массовых балансов, может быть использована для более глубокого исследования особенностей взаимосвязи гидродинамических явлений топливной системы дизеля.

Разработанный с участием автора макетный образец системы позволяет обеспечить увеличение интенсивности впрыскивания при существенно меньшей материалоемкости и сравнительно малых диаметрах плунжера, что уменьшает нагрузку на привод плунжера.

Реализация работы. Метод и программа расчета автотракторного дизеля применяются в учебном процессе РУДН, результаты исследования и программа переданы для практического использования в НАМИ и ЯЗТА.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы были доложены на научно-технических конференциях инже-

нерного факультета РУДН в 1989, 1990, 1991, 1992 гг. Основные результаты исследований доложены также на международном техническом семинаре "Решение проблем ДВС" (в Лиме, Перу), Национальный инженерный университет, 1990 г.

Публикации. По результатам исследований, вошедших в диссертацию, сданы в печать 3 работы, из них одна - заявка на изобретение.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка литературы, включающего 109 наименований. Работа содержит 105 страниц основного текста, 27 рисунков, 11 таблиц и 22 страниц приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность работы, изложена ее цель и приведены основные положения, выносимые на защиту.

Первая глава посвящена анализу современного состояния вопроса и постановке задач исследования.

Обзор и анализ работ, посвященных совершенствованию процесса топливopодачи автотракторных дизелей, позволяет заключить, что в числе методов совершенствования работы ТА, не требующих существенных конструктивных изменений ТА, являются методы воздействия на начальное давление ($P_{нач}$) и на начальную скорость топлива в ЛВД перед очередным циклом впрыска, а также метод отключения цилиндров и циклов (и реализующая его система (СОЩ)).

С целью совершенствования процесса топливopодачи методом регулирования начальной скорости (PNC) топлива в ЛВД предложены системы топливopодачи, разработанные фирмами KISARDO (Англия), ROBERT BOSCH (ФРГ), ALL CORPORATION (США), ХИИТ (Украина), разработка А.Л.Григорьева) и др.

Основные недостатки известных систем с PNC:

1. Разветвление трубопроводов или изменения их проходных сечений у узла создания начальной скорости (приводящие к потере энергии волны давления гидравлического удара).

2. Закрытие клапана слива топлива (формирующего волну гидравлического удара) навстречу потоку топлива (необходи-

мость значительной энергии на приводе клапана).

3. Отсутствие элементов стабилизации начальных условий в ЛВД в последовательности циклов.

Недостаток системы отключения цилиндров – применимость её лишь для режимов малых нагрузок и холостых ходов.

Изучению волновых явлений при движении жидкостей в трубах и их влиянию на процесс ТП посвящены работы Н.Е.Жуковского, К.Эйхельберга, Засса, Г.Г.Калиша, И.В.Астахова, А.Пишингера, В.Я.Натанзона, Ю.Я.Фомина, И.Я.Чарного, Т.Ф.Кузнецова, Б.В.Павлова, Л.Н.Голубкова и др.

В указанных работах недостаточно изучено влияние начальной скорости топлива на процесс впрыскивания при создании гидравлического удара.

Из анализа существующих методов расчета топливных систем следует, что в качестве базового для гидродинамического расчета системы с РНС автотракторных дизелей, применим метод, разработанный И.В.Астаховым, Л.Н.Голубковым, Д.С.Мурзиным и др.

На основании выполненного анализа сформированы следующие задачи исследования:

1. Дополнить и развить существующие схемы систем топливоподачи с созданием (регулированием) начальной скорости (РНС) топлива и выбрать рациональную схему системы.

2. Разработать математическую модель гидродинамического процесса впуска топлива с помощью выбранной системы с РНС.

3. Провести исследования, уточняющие влияние начальных скоростей топлива на процесс топливоподачи и рабочий процесс дизеля.

4. Исследовать на разработанной математической модели созданную систему с РНС и выбрать её конструктивные параметры.

Вторая глава посвящена разработке математической модели гидродинамического расчета систем топливоподачи с РНС.

Расчетная схема системы топливоподачи с РНС показана на рис. 1. Элементами РНС являются сливной трубопровод и сливной клапан, сообщенный с ЛНД дросселирующим проходным сечением между обратным клапаном и седлом клапана.

Система работает следующим образом.

При подаче топлива плунжером часть топлива сливается в ЛНД через сливной клапан. Когда топливо набирает определенную

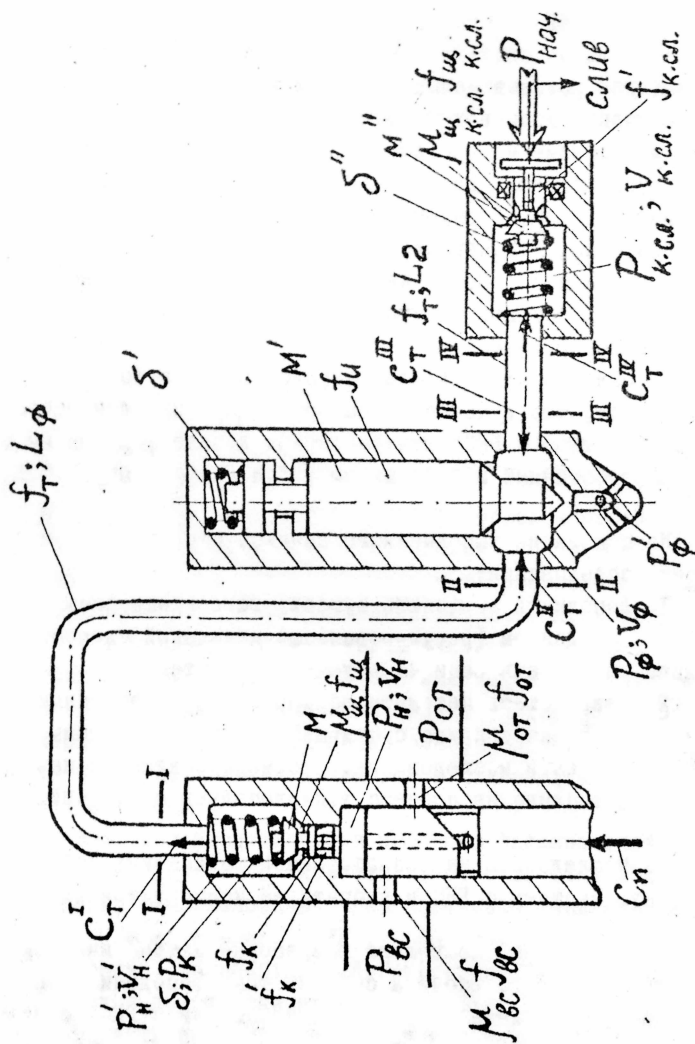


Рис. I. Расчетная схема системы топливоподачи с РНС.

начальную скорость или при необходимом начале впрыска сливной клапан закрывается и на нем формируется волна давления от гидравлического удара. В отраженном виде она поступает к форсунке и суммируется с основным импульсом. В результате топливо впрыскивается в цилиндр двигателя при повышенном давлении.

Новизна предложенной системы с РНС заключается в следующем:

- клапан слива при закрытии движется по направлению потока сливаемого топлива;
- сливной трубопровод и клапан слива размещены за форсункой (т.е. отсутствует разветвление трубопровода);
- за сливным клапаном размещен редукционный клапан;
- в качестве клапана слива применен элемент СОЦЦ.

Благодаря такому выполнению достигаются следующие эффекты:

- уменьшается потребная мощность привода клапана;
- снижаются потери энергии волны давления от гидравлического удара;
- стабилизируются начальные условия в ЛВД ($P_{нач}$) перед очередным циклом впрыска;
- расширены области применения системы отключения цилиндров.

В указанной выше базовой модели уравнения граничных условий у насоса не изменены, у форсунки дополнены уравнениями баланса расходов топлива через сливной трубопровод в полость сливного клапана, а у сливного клапана дополнены уравнениями процесса в данном узле предлагаемой топливной системы.

В связи с наличием процессов в сливном клапане приняты следующие дополнительные допущения.

- 1). В каждый момент времени давление топлива в любой точке полости сливного клапана одинаково.
- 2) Коэффициент расхода проходного сечения сливного клапана принимается постоянным.

Система уравнений, описывающих процесс в форсунке:

$$(\alpha_f + \alpha_{пф}) V_f \frac{dP_f}{dt} = \left[f_T C_T'' - (Hf)_{пф} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_f - P_4} - \right. \\ \left. - \sigma_3 f_n C_n - f_T C_T''' - Z_3 \right] \sigma_4 ;$$

$$\frac{dV_{n2}}{dt} = \left[f_T C_T'' - f_T C_T''' - \sigma_3 f_n C_n \right] \sigma_4' ;$$

$$M \frac{dc_n}{dt} = \left[(f_n - f_{n1}) (P_\Phi - P_{\Phi_0}) + f_{n2} P_\Phi' - \delta' y + \right. \\ \left. + \frac{P_\Phi + P_\Phi'}{2} (f_{n1} - f_{n2}) \right] \sigma_3 \quad (1)$$

В системе уравнений (I) $f_T C_T'''$ характеризуется количество топлива, вошедшее в сливной трубопровод, C_T''' - мгновенная объемная скорость топлива в проходном сечении III во входе сливного трубопровода.

Система уравнений, описывающих процесс в сливном клапане

$$(\alpha_{к.сл} + \alpha_{п.к.сл}) V_{к.сл} \frac{dP_{к.сл}}{dt} = \left[f_T C_T^{IV} - \sigma_{к.сл} (\mu')_{к.сл} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|P_{к.сл} - P_{нач}|} - \right. \\ \left. - \sigma_5 f'_{к.сл} C_{к.сл} - Z_5 \right] \sigma_6 ;$$

$$\frac{dV_{к.сл}}{dt} = - \left[f_T C_T^{IV} - \sigma_5 f'_{к.сл} C_{к.сл} \right] \sigma_6' ;$$

$$M \frac{dc_{к.сл}}{dt} = \left[f'_{к.сл} (P_{к.сл} - P_{нач}) + f'_{к.сл} P_{к_0(к.сл)} + \right. \\ \left. + \delta'' h_{к.сл} \right] \sigma_5 \quad (2)$$

Последнее уравнение действительно лишь после отключения электромагнитного действия привода клапана (идет процесс закрытия сливного клапана - от начала закрытия до полного закрытия).

$$T_{закр} \leq 2 (L_\Phi + L_z) / a$$

Условие, необходимое для реализации гидравлического удара.

$$F_{эл. маг} \gg \left[f'_{к.сл} (P_{к.сл max} - P_{нач}) + f'_{к.сл} P_{к_0(к.сл)} + \right. \\ \left. + \delta'' h_{к.сл max} \right]$$

Это уравнение характеризует электромагнитное условие, нужное для поддержки обратного клапана в положении "открыто".

В системах уравнений (1) и (2) приняты следующие обозначения:

- C_n , $C_{к.сл.}$ - скорости движения иглы форсунки и обратного клапана в сливном клапане;
- f'_{n_1} , f'_{n_2} - площади поперечного сечения иглы по внешнему и внутреннему диаметру посадочного конуса иглы форсунки;
- $f'_{к.сл}$, $f'_{ц.к.сл}$ - площадь поперечного сечения по перьям и под пояском обратного клапана в сливном клапане;
- $h_{к.сл}$ - ход обратного клапана;
- $P_{к.сл_0}$, P_{ϕ_0} - давления топлива в объеме сливного клапана в момент страгивания обратного клапана и в распылителе в момент страгивания иглы форсунки;
- $P_{ц}$ - давление в цилиндре дизеля;
- $P_{нач}$ - начальное давление топлива в ЛВД, поддерживаемое с помощью редукционного клапана, находящегося за сливным клапаном;
- t - время;
- $V_{п.сл}$, $V_{п.ф}$ - свободные объемы в полостях сливного клапана и форсунки;
- y - ход иглы;
- z_3, z_5 - расходы топлива через зазоры между иглой и корпусом распылителя, между обратным клапаном и седлом этого клапана;
- α_{ϕ} , $\alpha_{к.сл}$ - коэффициенты сжимаемости топлива в объеме форсунки и сливного клапана;
- $\alpha_{п.ф}$, $\alpha_{п.к.сл}$ - коэффициенты податливости полостей распылителя и сливного клапана;
- $(mf)_{\phi}$, $(mf)_{к.сл}$ - суммарные проходные сечения распылителя и сливного клапана;
- $\sigma_3, \sigma_4, \sigma'_4, \sigma_{к.сл}, \sigma_5, \sigma'_6, \sigma'_6$ - ступенчатые функции, учитывающие различные условия в процессах форсунки и сливного клапана. Остальные обозначения приведены на рисунке.

В системе уравнений (2) $\sigma_6 = 1$ и $\sigma'_6 = 0$ при $V_{п.сл} = 0$

и $P_{к.сл} > 0$; $\sigma_{\%} = 0$ и $\sigma_{\%} = 1$ при $P_{к.сл} = 0$ и
 $V_{л.сл} > 0$; $\sigma_{к.сл} = +1$ при $P_{к.сл} > P_{нач}$ и
 $\sigma_{к.сл} = -1$ при $P_{к.сл} < P_{нач}$

Как и в базовом методе расчета, для численного интегрирования дифференциальных уравнений граничных условий у форсунки и сливного клапана применен общий метод конечных разностей.

При вычислении начального давления в ЛВД используется средний коэффициент сжимаемости во всей системе в целом (включая сливной трубопровод и сливной клапан).

Начальное давление или начальный свободный объем в ЛВД вычисляются по формулам:

$$P_{нач_{i+1}} = P_{нач_i} + \frac{q_{к_i} - (q_{ц_i} + q_{к.сл_i})}{\alpha_{ср} \cdot V_c} ;$$

$$V_{нач_{i+1}} = V_{нач_i} - (q_{к_i} - q_{ц_i} - q_{к.сл_i}) ,$$

Где $q_{к_i}$, $q_{ц_i}$, $q_{к.сл_i}$ - количество топлива, вошедшего за цикл в нагнетательную магистраль через клапан и вышедшего из нагнетательной магистрали через распылитель и сливной клапан;
 $\alpha_{ср}$ - средний коэффициент сжимаемости;
 V_c - объем нагнетательной магистрали вместе с узлами РНС. Здесь i и $i+1$ означают соответственно текущий и последующий циклы.

С учетом изменений в граничных условиях, обусловленных размещением узлов РНС, изменены и дополнены разработанные в МАДИ алгоритм и программа расчета, которые (ранее написанные на алгоритмическом языке "ФОРТРАН - IV") переделаны на язык "ФОРТРАН - 77".

Программа расчета реализована на персональной ЭВМ.

В третьей главе даны описания работы сливного клапана, объектов исследования, экспериментальных установок, методов проведения экспериментов, изложены методы обработки экспериментальных данных и даны оценки погрешностей измерения.

Перед очередным циклом впрыскивания сливной клапан нахо-

дится в положении "ОТКРЫТО".

При подаче напряжения на катушку привода клапана возникающее магнитное поле притягивает якорь к корпусу сливного клапана (см. рис. 2), в результате чего шток воздействует на обратный клапан, перемещая его, и топливо через зазор "клапан-седло, радиальное и осевое отверстия штока, осевое отверстие якоря и штуцер" перепускается в ЛВД. При этом открытие клапана происходит за 2 миллисекунды, а время закрытия зависит от объема ЛВД и определяется конструкцией электромагнитного привода, индуктивностью обмотки, массой подвижных частей (штока, якоря), максимальным ходом клапана, жесткостью возвратной пружины и в значительной степени зависит от протекания электромагнитных процессов в магнитопроводе.

При отсутствии напряжения на катушке происходит закрытие обратного клапана под воздействием усилия пружины и потока топлива.

Уменьшение хода клапана при оптимизированной магнитной цепи с 1,0 мм до 0,7 мм сокращает время закрытия на 30%.

Таким образом, путем подбора необходимой жесткости обратной пружины, рационального хода клапана (0,5 мм) и технологического усовершенствования конструкции было получено время закрытия клапана, равное 3 миллисекундам.

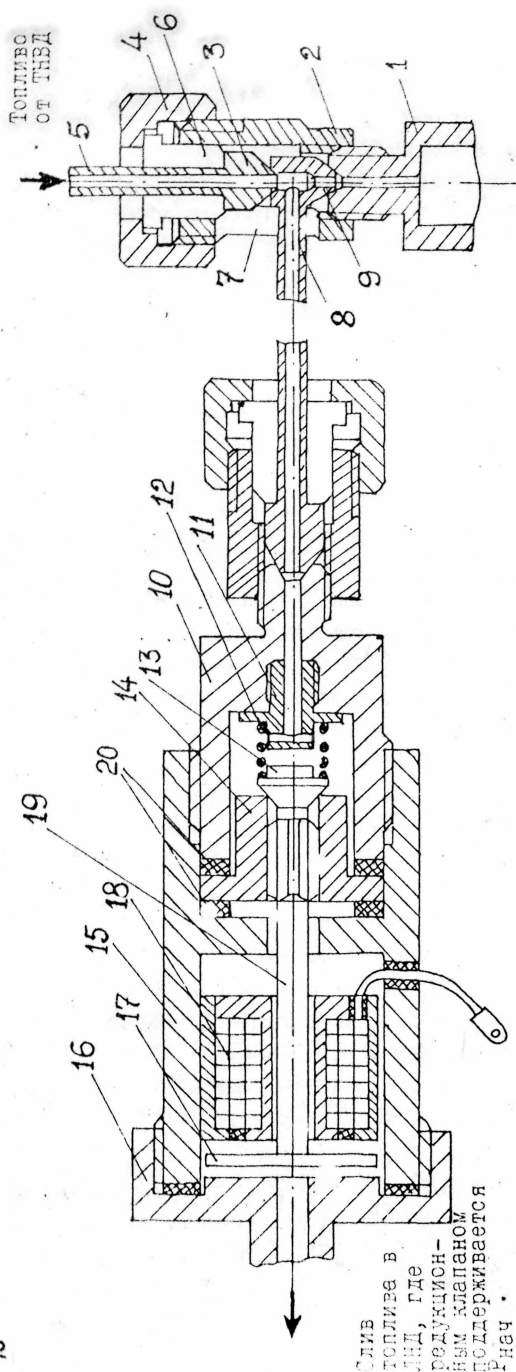
Благодаря гидродинамическим волновым явлениям в ЛВД электромагнитный привод сливного клапана требует весьма малых затрат энергии (ток порядка 0,2...0,4 А при напряжении не более 24 В), что позволяет успешно применять для отключателей цилиндров и циклов электронные блоки управления.

При исследовании на установке ИДТ-69 влияния $C_{нач}$ на процесс дизеля скорость топлива различного уровня создавалась в ЛВД путем изменения угловой фазы закрытия сливного клапана с помощью электронного блока управления.

Экспериментальное исследование системы топливоподачи с РНС с насосом УТН-5 и форсункой ФД-22 выполнено на безмоторном стенде СДТА-1.

Влияние системы с РНС на рабочий процесс дизеля исследовано на установке ИДТ-69 (148,5/11,5).

Для измерения давления топлива и перемещения иглы использовались соответственно тензодатчик и индуктивный датчик,



1. Штуцер форсунки. 2. Переходник. 3. Наконечник нагн. трубопровода. 4. Накидная гайка. 5. Нагн. трубопровод от насоса. 6. Сухарики. 7. Окно. 8. Канал сливного трубопровода. 9. Наконечник сливного трубопровода. 10. Корпус сливного клапана. 11. Сграничитель хода обратного клапана. 12. Возвратная пружина. 13. Обратный клапан. 14. Седло обратного клапана. 15. Корпус соленоида. 16. Крышка. 17. Магнитная пластина. 18. Катужка электромагнита. 19. Немагнитный шток. 20. Прокладки.

сигналы от которых регистрировались на светолучевом осциллографе К-115, а индикаторные диаграммы регистрировались электропневматическим индикатором МАИ-2.

Содержание сажи определялось сажемером типа БОШ.

Четвертая глава посвящена расчетному и экспериментальному исследованию системы с РНС.

Оценка точности математического моделирования процесса впрыскивания системой с РНС проводилась путем сравнения расчетных и экспериментальных кривых $P'_n = f(\varphi)$ и $\gamma = f(\varphi)$, расхождение которых составляет около 5%, что свидетельствует о пригодности разработанной математической модели для исследования.

Введение сливного трубопровода и сливного клапана в штатную систему приводит к снижению динамики впрыскивания в начальной фазе процесса впрыскивания и увеличению угла запаздывания начала впрыска по отношению к геометрическому, что обусловлено добавлением дополнительных объемов к топливной системе. Однако, это негативное явление можно устранить.

Размещение сливного клапана далеко от форсунки отрицательно влияет на процесс подачи топлива. Желательное расстояние размещения сливного клапана от форсунки ~ 5 см.

Для этой системы характерны повышения давления впрыскивания при повышенной интенсивности подачи топлива.

Уменьшение объема сливного клапана и проходного сечения дросселирующего отверстия приводит к увеличению интенсивности впрыскивания. Однако лишь за счет изменения $V_{к.сл}$ и

$(Mf)_{к.сл}$ не удастся достичь интенсивности впрыскивания, имевшейся у штатной системы. Важное место занимает влияние времени закрытия сливного клапана и угловой фазы закрытия сливного клапана, характеризующей необходимое начало впрыскивания (по углу п.к.в.). Последняя тесно связана с начальной скоростью топлива, имеющейся в данный момент закрытия сливного клапана.

Наиболее рациональны следующие параметры системы:

$$V_{к.сл} = 1,75 \text{ см}^3; (Mf)_{к.сл} = 0,27 \times 10^{-2} \text{ см}^2; L_2 = 50 \text{ см}; \\ \tau_{закр} = 0,0012 \text{ сек.}$$

Применение данной системы с РНС эффективно и в качестве отключателя цилиндров и циклов. Однако, в этом случае

эффект от гидравлического удара не используется. Результаты испытаний ССЦ подтвердили работоспособность, быстродействие, а также возможность снижения расхода топлива на пониженной частоте вращения холостого хода при стабилизации минимально-устойчивой частоты вращения.

В пятой главе приведены результаты расчетного исследования процесса подачи топлива и экспериментального исследования характера протекания рабочего процесса дизеля при изменении $\varphi_{\text{закр}}^{\circ}$. Путем изменений $\varphi_{\text{закр}}^{\circ}$ создавались разные $C_{\text{нач}}$ в ЛВД.

Расчетное исследование проведено на базовой математической модели применительно к ТА с насосом УТН-5 и форсункой ФД-22 автотракторного дизеля 4Ч11,5/12 (Д-242) на персональной ЭВМ типа ХТ.

Результаты исследования при номинальной частоте вращения кулачкового вала $n_k = 1100 \text{ мин}^{-1}$ и полной подаче показывают, что повышение $C_{\text{нач}}$ до конструктивно возможного максимального значения не приводит к увеличению контактного напряжения $\tau_{\text{кон}}$ в паре ролик толкателя - кулачок выше допустимого $[\sigma_{\text{кон макс}}] = 1700 \text{ МПа}$.

Увеличение $C_{\text{нач}}$ выше 33...34 м/с. ограничивается ухудшением характеристик впрыска (исследование проведено после оптимизации конструктивных параметров сливного клапана $L_{\text{к}} = 5 \text{ см}$; $V_{\text{к.сл}} = 1,75 \text{ см}^3$; $(mf)_{\text{к.сл}} = 0,27 \times 10^{-2} \text{ см}^2$; $\tau_{\text{закр}} = 0,12 \times 10^{-2} \text{ сек.}$ и при $P_{\text{нач}} = 2 \text{ МПа}$; где $\tau_{\text{закр}}$ - время (продолжительность) закрытия сливного клапана, для остальных см. рис. 1).

Ухудшение впрысков связано с тем, что для данной неизменной конструкции ТА достижение высокой $C_{\text{нач}}$ сопровождается уменьшением активного хода плунжера. Повышение $C_{\text{нач}}$ до вышеуказанного значения приводит к возрастанию скорости нарастания давлений в объеме сливного клапана, форсунки и перед сопловыми отверстиями распылителя.

Расчетное исследование проведено при постоянстве следующих параметров: d_n , C_n , h_n , n_k , $\varphi_{\text{гкл}}$, d_f , $P_{\text{нач}}$, $\tau_{\text{закр}}$, $(mf)_{\text{к.сл}}$, $V_{\text{к.сл}}$, $L_{\text{к}}$ и других конструктивных параметров топливной аппаратуры.

При изменении $\varphi_{\text{закр}}^{\circ}$, хотя и создаются различные величины $C_{\text{нач}}$, но изменяется текущий активный ход (h_p)

плунжера, т.е. $C_{нач}$ является одновременно функцией от $\varphi_{закр}$ и h_f .

Такое состояние исключает возможность выявить чистое влияние $C_{нач}$ или $\varphi_{закр}$ на процесс топливоподачи (без изменения конструктивных параметров модернизируемой ТА).

Со значительным повышением $\tau_{закр}$ повышение $C_{нач}$ топлива не дает нарастания давления P_f , P'_f , $P_{к.сл.}$ и т.д. в связи с отсутствием гидравлического удара в топливной системе.

В целом повышение $C_{нач}$ приводит как к увеличению средней интенсивности впрыскивания $Q_{ф.ср}$, так и увеличению интенсивности впрыскивания $Q_{ф.\tau.ср}$ за период задержки воспламенения, принятый равным 7 град. поворота вала кулачка.

Увеличения $q_{ц}$, $Q_{ф.ср}$ и $Q_{ф.\tau.ср}$ при повышении $C_{нач}$ от 0 до 30 м/с составляют соответственно 9,4; 16,7 и 16,8%.

Среднее давление $P'_{ф.ср}$ увеличивается на 8,5%, а максимальное давление перед сопловыми отверстиями распылителя на 8,7% (что характеризует повышение качества распыливания топлива).

Повышение $C_{нач}$ до 30 м/с приводит к увеличению максимальных давлений $P_{ф.макс}$, $P'_{н.макс}$ и $P_{к.сл.макс}$ соответственно на 9,0; 0,35 и 4,8% и к увеличению максимальной интенсивности впрыскивания $Q_{ф.макс}$ на 3,8%.

При $\tau_{закр}$ более 0,0012 сек. сильно снижается $q_{ц}$ и уменьшается интенсивность впрыскивания. По сравнению с $\tau_{закр} = 0$ (мгновенное закрытие клапана) при $\tau_{закр} = 0,0012$ сек. $q_{ц}$, $Q_{ф.ср}$ и $Q_{ф.\tau.ср}$ уменьшаются соответственно на 40,8; 16,0 и 15,97%, а давления $P_{к.сл.макс}$, $P_{ф.макс}$, $P'_{ф.макс}$ и $P'_{ф.ср}$ уменьшаются соответственно на 6,95; 19,8; 20,1 и 25,9%.

При уменьшении h_k и при снижении h_f скоростные характеристики не имеют хорошей степени коррекции. Однако, нагрузочные характеристики сохраняют свои качественные стороны и с использованием эффекта создания начальной скорости топлива в ЛВД.

При постоянстве цикловой подачи ($q_{ц} = 70 \text{ мм}^3$) средний темп уменьшения продолжительности впрыска $\Delta\varphi_{впр}$ при повышении $C_{нач}$ до 30 м/с составляет на 1,29% град./МПа, средние увеличения интенсивности $Q_{ф.ср}$, $Q_{ф.\tau.ср}$ и $Q_{ф.макс}$ составляют соответственно 0,085; 0,126 и 0,103% мм³/град МПа.

Максимальные давления $P_{ф\max}$, $P'_{ф\max}$ и $P_{к\text{с}л\max}$ увеличиваются на 3,2; 3,4 и 5,16%, а среднее давление впрыскивания $P'_{ф\text{ср}}$ - на 19,8%, при этом снижаются $P'_{н\max}$ и $\sigma'_{\text{кон}\max}$ (соответственно на 4,98 и 2,6%). Стратическое количество топлива, поданного в конце впрыска с падающими скоростями ($q_{\text{пад}} / q_{\text{ц}}$) уменьшается на 16,2%.

Стратическое количество топлива, поданного за заданный τ (D_d) повышается на 2,81%, что свидетельствует о более интенсивной подаче топлива в конечной фазе впрыскивания, чем в начальной фазе. При использовании эффекта от создания начальной скорости топлива по существу интенсификация происходит в обеих фазах впрыскивания.

Экспериментальное исследование на дизеле показало, что данный метод интенсификации обеспечивает следующие эффекты:

1) уменьшение выбросов CH на 10%, CO на 15% и дымность отработавших газов на 7%, что объясняется повышением интенсивности впрыскивания;

2) относительное снижение расхода топлива составляет 5%.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель гидродинамического процесса впрыскивания топлива для топливной системы с созданием начальной скорости топлива ($C_{\text{нач}}$). Регулирование величины $C_{\text{нач}}$ проведено путем изменения момента закрытия клапана слива. Модель применима для топливной аппаратуры с топливным насосом УТН-5 и форсункой ФД-22.

2. С помощью математической модели гидродинамического процесса впрыска, описывающей неустановившееся движение вязкой сжимаемой жидкости, проведено исследование характера протекания процесса подачи топлива при изменении момента закрытия клапана слива (т.е. с созданием начальной скорости топлива).

Изучена особенность гидродинамического процесса топливоподачи с гидравлическим ударом на клапане слива. При этом установлен положительный характер влияния повышенной начальной скорости на процесс впрыскивания и отрицательное влияние повышенной продолжительности закрытия электромагнитного клапана на процесс подачи топлива.

Показано, что при частичных скоростных режимах имеет место некоторое ухудшение характеристик топливоподачи (что связано с неизменностью конструктивных признаков модернизируемой аппаратуры).

3. Показана возможность повышения на данной аппаратуре начальной скорости до 33... 34 м/с без появления негативных явлений (например, контактные напряжения в паре ролик - кулачок не превышают допустимых значений). Однако, чрезмерное увеличение начальной скорости не дает ожидаемого эффекта на данной неизменной конструкции ТА.

4. Использование сливного трубопровода с небольшой длиной способствует интенсификации процесса впрыскивания в большей степени, чем при больших длинах сливного трубопровода.

Суммирование волн показывает, что оптимальным является расстояние сливного клапана от форсунки, равное 5 см.

5. Расчетное исследование на математической модели процесса создания начальной скорости $C_{нач}$ в конечном сечении показало следующее: увеличение $C_{нач}$ от 0 до 30 м/с приводит к увеличению $P_{ф\ max}$ на 9%, $P_{ф\ max}$ на 8,7%, $P_{ф\ ср}$ на 8,5% и $q_{ц}$ на 9,4%.

6. Экспериментальное исследование на дизеле, оснащенном экспериментальной системой создания $C_{нач}$, показало возможность снижения расхода топлива до 5%.

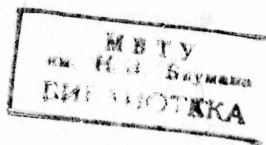
7. Разработанная математическая модель гидродинамического расчета обеспечивает возможность варьирования угла закрытия сливного клапана при постоянных $C_{нач}$ и варьирования момента и продолжительности закрытия сливного клапана.

8. При медленном закрытии сливного клапана эффект от гидравлического удара пропадает.

9. В связи с тем, что метод интенсификации впрыска путем создания начальной скорости топлива и метод отключения цилиндров и циклов хорошо согласуются друг с другом и друг друга дополняют, то целесообразно использовать в качестве сливного клапана клапан СОЦЦ.

По теме диссертации сданы в печать следующие работы:

1. Джаякоди А.М.П.Д., Патрахальцев Н.Н. Математическая модель гидродинамического процесса впрыскивания топлива



дизельной системой топливоподачи с регулируемой начальной скоростью / Труды РУДН (в печати).

2. Джаякоди А.М.П.Д., Патрахальцев Н.Н. Анализ работы топливной системы с интенсификацией впрыска созданием начальной скорости топлива // Труды РУДН (в печати).

3. Система топливоподачи дизеля. Джаякоди А.М.П.Д., Патрахальцев Н.Н., Олесов И.Ю. Заявка на изобретение.

Рязанцев

Тематический план 1992 г., № 210

Подписано к печати 29.04.92. Формат 60х90/16. Ротапринтная печать. Усл.печ.л. 1,25. Уч.-изд.л. 1,00. Усл.кр.-отт. 1,375.

Тираж 100 экз. Заказ 350. Бесплатно

Издательство Российского университета дружбы народов

117923, ГСП-1, Москва, ул.Орджоникидзе, 3

Типография издательства РУДН

117923, ГСП-1, Москва, ул.Орджоникидзе, 3