

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

На правах рукописи

**КАДХЕМ НАССЕР САЛЬМАН**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ВПРЫСКА ЖИДКОГО  
ТОПЛИВА ДЛЯ ГАЗОДИЗЕЛЯ**

Специальность 05.04.02 – тепловые двигатели

**ДИССЕРТАЦИЯ**  
на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель -  
кандидат технических наук,  
доцент Магидович Л.Е.

Санкт-Петербург  
2003

Работа выполнена на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент  
Магидович Л.Е.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,  
профессор, Бююков А.К  
доктор технических наук,  
профессор, Русинов Р.В

Ведущее предприятие: ОАО "Звезда"

Защита диссертации состоится .....,.....2003 года в ... часов на заседании диссертационного Совета Д212.229.09 при Санкт-Петербургском государственном политехническом университете, по адресу 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29, 1 корпус, ауд. .

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке Санкт – Петербургского государственного политехнического университета.

Автореферат разослан ....., ..... 2003 г.

Ученый секретарь  
Диссертационного совета Д212.229.09  
к.т.н., профессор

Хрусталеv Б.С.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Истощение запасов ископаемого жидкого топлива заставляет искать пути его замены в двигателях внутреннего сгорания на более доступные, дешевые и менее дефицитные виды топлив. Одним из наиболее реальных заменителей жидкого топлива является природный газ, который может применяться в двух видах двигателей - чисто газовых с принудительным воспламенением и газодизельных. Первый вид двигателей наиболее просто создается на базе бензиновых двигателей с искровым зажиганием, второй - на базе дизелей. В последнем случае одной из основных проблем является снижение запальной дозы жидкого топлива. Для решения этой проблемы необходимо, с одной стороны, выяснить реально достижимые, с точки зрения рабочего процесса, пределы снижения запальной порции. С другой стороны, серьезные трудности вызывает подача малых порций жидкого топлива с помощью существующей топливной аппаратуры.

В связи с этим актуальной является задача поиска путей снижения запальной порции жидкого топлива на основе совершенствования системы топливоподачи. Существующие публикации по этой проблеме указывают лишь достигнутые в лучших мировых образцах газодизелей величины запальной порции (до 5 - 7%, иногда ниже), но не дают информации о научных и технических принципах, положенных в их основу. Для решения проблемы необходимо детальное изучение гидродинамических процессов в системах впрыска топлива, разработка новых конструктивных подходов и их всесторонний анализ, что и подразумевается выбранной темой диссертационного исследования.

**Цель работы:** снижение расхода дизельного топлива на режимах малых подач при одновременном улучшении смесеобразования. Как одно из решений, можно предложить переход от обыкновенной форсунки к форсунке новой конструкции.

В новой конструкции форсунки предусмотрены две независимые иглы, каждая со своим сопловым распылителем.

### **Основные задачи исследования**

1. Разработка системы топливоподачи, включающей форсунку с двумя коаксиально расположенными распылителями, имеющими различное суммарное сечение сопловых отверстий, и нагнетательный клапан с разгрузкой постоянного давления (двусторонний клапан)
2. Разработка методики расчетного исследования с целью выбора рационального сочетания конструктивных и регулировочных параметров новой системы
3. Анализ влияния различных исходных параметров системы на характеристики впрыскивания.

4. Экспериментальная проверка правильности выбранных решений и подтверждение работоспособности созданной топливной системы.

**Методы исследования.** Теоретическое обоснование основных показателей впрыска жидкого топлива для газодизельного двигателя выполнено с использованием методики математического моделирования впрыска дизельного топлива, реализованной на ЭВМ. Экспериментальная оценка достоверности теоретического исследования и проверка работоспособности системы топливоподачи проведена экспериментальным методом на стенде, имитирующем работу системы на полноразмерном газодизеле, с помощью комплекса измерительной и регистрирующей аппаратуры.

**Объект исследования.** В качестве объекта исследования принята система подачи запального топлива для газодизеля, создаваемого на базе дизеля ЧН 18/20.

**Научная новизна.** определяется новизной разработанной и детально исследованной конструкции модифицированной топливной системы

**Практическое значение** полученных результатов состоит в подтверждении возможности улучшения рабочих процессов в газодизеле за счет применения модифицированной топливной системы

**Реализация результатов исследований.** Результаты проведенных исследований по эффективности использования газодизелей в реальных условиях эксплуатации позволяют использовать газовое топливо в дизельных двигателях.

**Апробация работы.** Основные положения диссертационной работы докладывались на научных семинарах кафедры ДВС СПбГПУ, 1999-2002г, а также на XXVII, XXVIII неделях науки СПбГПУ, юбилейной неделе науки XXX, 2001г. СПбГПУ, и на межвузовской научной конференции энергомашиностроительного факультета и института ядерной энергетики, г. Сосновый Бор.

По материалам диссертационной работы опубликованы 3 печатных работы

#### **Структура и объем диссертации.**

Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных результатов и выводов, списка литературы и приложений. Полный объем диссертации (168) страниц, включающий (61) рисунок, (25) таблиц.

## **2. ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.**

**Во введении** обоснована актуальность работы, сформулированы цель диссертационной работы, основные положения, выносимые на защиту, показана научная новизна и практическая ценность результатов работы.

**В первой главе.** диссертационной работы обосновываются вид газового топлива и схема конвертирования дизеля в газовый двигатель, рассматриваются проблемы реализации выбранной схемы конвертирования.

Сравнительный анализ различных видов газовых топлив, пригодных для применения в ДВС (природный газ, сжиженный газ, угольный и искусственный газы, водород), показывает, что рациональным, с точки зрения величины разведанных запасов (или возможностей для производства в необходимых количествах), является использование природного газа.

В последние десятилетия вновь усиливается интерес к применению газового топлива в двигателях с принудительным воспламенением резко повысился интерес к его применению в дизельных двигателях внутреннего сгорания. В последнем случае наиболее распространенным является воспламенение газозооушной смеси с помощью запального дизельного топлива..

Для воспламенения газообразного топлива используется запальная доза дизельного топлива, которая впрыскивается в цилиндр двигателя форсункой

Обычно в газодизелях запальная доза топлива остается постоянной, а нагрузочный режим поддерживается регулированием расхода газа, т.е. осуществляется качественное регулирование мощности двигателя. Анализ конструкций выполненных систем для подачи жидкого топлива в газодизель показывает, что существуют две тенденции. С одной стороны, во многих случаях сохраняется базовая топливная система. При этом устойчивая подача возможна лишь при цикловых дозах топлива не менее 20-30% от номинальной, а для поддержания устойчивого воспламенения на малых нагрузках приходится принудительно обогащать смесь либо за счет дросселирования воздуха на впуске, либо путем увеличения запальной порции. Оба варианта ведут к ухудшению экономических показателей двигателя. В отдельных случаях, преимущественно для двигателей высокой мощности, для газодизеля создаются специальные топливные системы. При этом требуются серьезные конструктивные переделки двигателя. В данной работе поставлена цель создания топливной аппаратуры, которая обеспечивала бы устойчивую подачу малых порций топлива, улучшение параметров впрыскивания на этих режимах при сохранении базовой схемы топливной системы и компоновки двигателя.

**Во второй главе** показано, что процесс впрыска топлива в дизелях зависит от конструкции и регулировки топливоподающей аппаратуры, а также физических свойств применяемого топлива.

Как показывает обзор разработок и исследований по созданию газодизельных двигателей, одной из основных проблем является обеспечение требуемых параметров впрыскивания как при работе двигателя в режиме дизеля, так и в том случае, когда дизельное топливо является запальным. Для решения этой проблемы предложена специальная конструкция

форсунки, особенностью которой является совмещение в одном корпусе двух распылителей с различными проходными сечениями сопловой части.

Конструкция такой форсунки представлена на рис.1. В ней предусмотрены две независимые иглы, каждая из которых открывается при отдельно устанавливаемом давлении топлива и пропускает топливо к своему ряду сопловых отверстий. Давления открытия и суммарные проходные сечения каждого подбираются таким образом, чтобы при малых подачах топливо подавалось только или преимущественно через сопла малого сечения. Впрыск больших порций топлива производится через оба ряда сопел, то есть через большое сечение. Тем самым достигается согласование проходных сечений форсунки с режимом работы двигателя: пропуск топлива через малое сечение обеспечивает достаточно высокие давления впрыскивания, необходимые для качественного распыливания запального топлива; на дизельном режиме топливо впрыскивается через такое же сечение, как в базовом дизеле.

Для реализации этой идеи была разработана конструкция, где одна (малая) игла расположена внутри большей иглы (рис. 1) и имеет механическое (пружинное) запирающее устройство. Наружная (большая) игла выполняет одновременно функцию направляющей для внутренней иглы и запирает один ряд сопловых отверстий. Внутренняя игла (малая) управляет открытием нижнего ряда сопловых отверстий. На эту иглу действуют с одной стороны сила предварительно сжатой механической пружины и давление запирающего топлива, а с другой - давление топлива, поступающего от насоса высокого давления. Топливо поступает в камеру распылителя. Предварительный затяг пружины является постоянной величиной, однозначно выбранной для всех режимов работы двигателя.

Наружная игла (большая) управляет открытием верхнего ряда сопловых отверстий. Вместо механической пружины на эту иглу действует давление запирающей жидкости (топлива, масла, смеси топлива с маслом). Такая конструкция позволяет осуществлять независимую настройку давлений запирающей жидкости каждой иглы как за счет регулировки затяжки пружины, так и подбором давления в системе гидравлического запирающего устройства. Для стабилизации и регулирования давления запирающей жидкости, действующего на большую иглу, предусматривается аккумулятор, имеющий определенную емкость. В качестве аккумулятора может использоваться распределительный трубопровод запирающей жидкости.

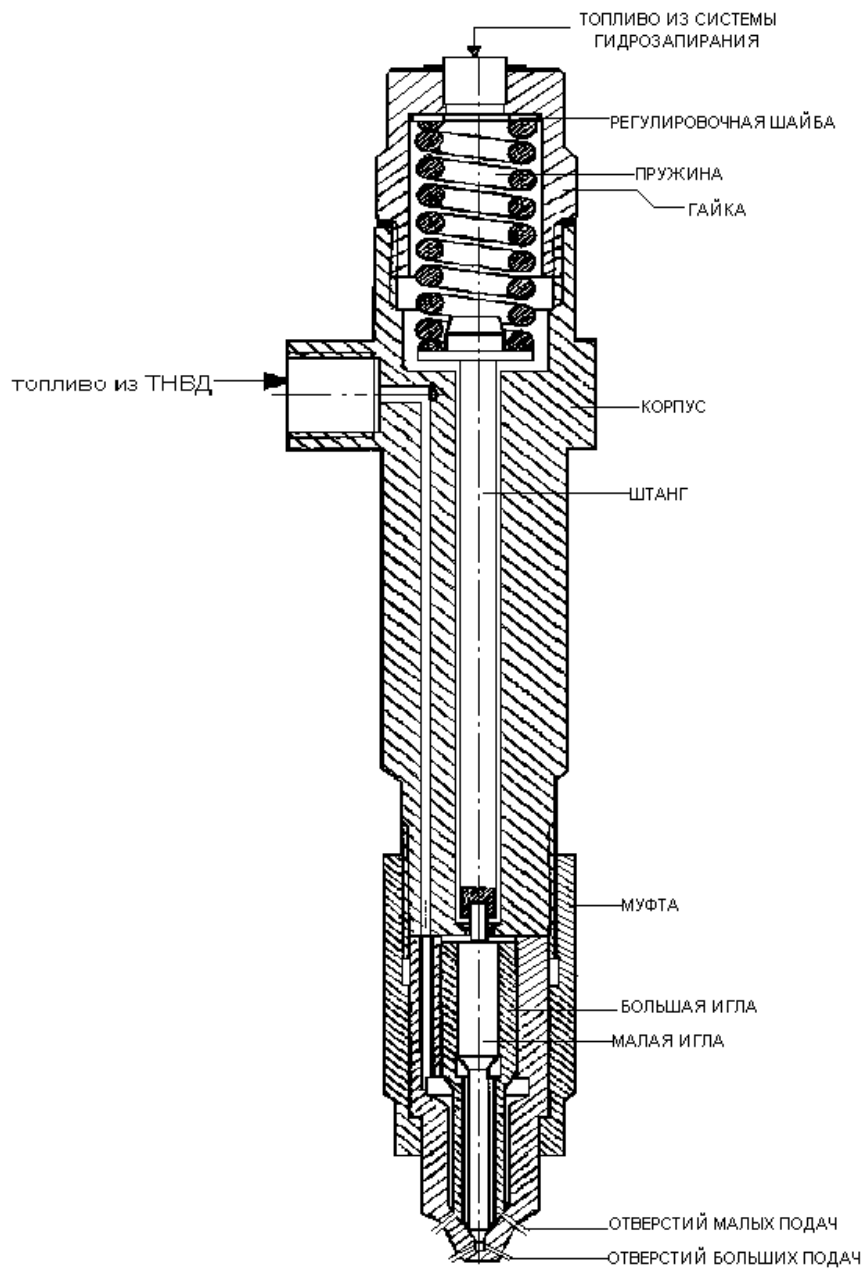


Рис. 1..Форсунка с двойной иглой

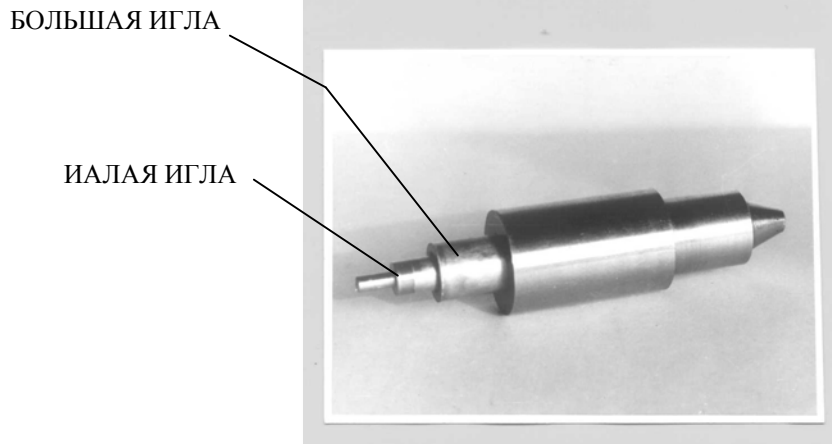


Рис. 2. Фото график большой и малой иглы в сборе

При помощи дросселирующего регулирующего устройства устанавливается необходимое рабочее давление запирающей жидкости. Давление запирающей жидкости может регулироваться, создавая различные давления открывания обеих игл.

В нижнем ряду, предназначенном для подачи топлива в дизельном режиме, расположены 6 отверстий диаметром 0,35 мм. В верхнем ряду находятся 2 отверстия диаметром 0,35 мм, через которые подается запальное дизельное топливо. Диаметр большой иглы 8 мм, малой иглы - 3,2 мм .

При гидравлическом запирании обеспечивается концентричность приложения нагрузки на иглу распылителя, что уменьшает износ направляющих и запирающих поверхностей обеих игл.

Для стабилизации остаточного давления, которое играет большую роль при подаче малых порций топлива, разработана конструкция нагнетательного клапана, показанная показана на рис. 3 . Нагнетательный клапан состоит из седла 3, основного клапана 1, обратного клапана, в качестве которого использован шарик 2, упора 4, пружины 5 и пальца 6.



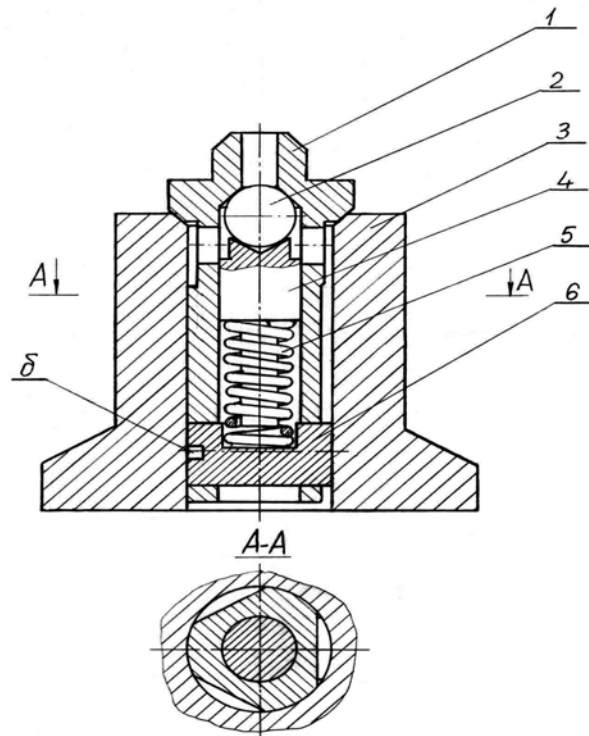


Рис. 3. нагнетательный клапан двойного действия.

Для подбора размеров и параметров разработанной топливной системы проведено исследование на математической модели с использованием ЭВМ.

При разработке модели приняты следующие основные допущения:

1. Движение топлива в гидравлическом тракте системы принимается одномерным..

2. В объемах насоса и форсунки процесс считается квазистационарным и равновесным.

3. Процесс топливоподачи считается изотермическим .

4. К моменту начала активного хода плунжера надплунжерное пространство заполнено топливом.

5. Ввиду малости не учитывается деформация элементов

## Уравнения движения топлива в нагнетательном трубопроводе

Движение топлива описывается с помощью уравнения (1):

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \frac{\lambda}{a^2 d} \left| w \frac{\partial p}{\partial t} \right| = 0$$

Наиболее удобным методом численного интегрирования уравнения потока топлива (1) для выполнения расчета с использованием ЭВМ является метод сеток. Для этого длина нагнетательного канала между полостями насоса и форсунки делится поперечными сечениями на  $N$  равных отрезков длиной  $\Delta x$ , и в сечениях канала через промежутки времени  $\Delta t$  последовательно определяются значения давления. Следовательно, область решения  $0 \leq x \leq L$ ,  $0 \leq t \leq \alpha$  покрывается сеткой. Узлы сетки имеют координаты  $x = \Delta x_i$  и  $t = \Delta t_j$  ( $i=0,1,2,\dots,N$ ;  $j = 0,1,2,\dots$ ).

Для каждого узла с номером  $i,j$  производные, входящие в уравнение (1), заменяются выражениями в конечных разностях:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial t} &= \frac{p_{i,j} - p_{i,j-1}}{\Delta t} \\ \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} &= \frac{p_{i,j+1} - 2p_{i,j} + p_{i,j-1}}{\Delta t^2} \\ \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} &= \frac{p_{i+1,j} - 2p_{i,j} + p_{i-1,j}}{\Delta x^2} \end{aligned} \quad (2)$$

На основании уравнения (2.) получаем предварительные значения давления:

$$p_{i,j+1}^* = \frac{1}{a^2} \frac{\Delta x^2}{\Delta t^2} \left[ p_{i+1,j} + p_{i-1,j} + \frac{\lambda \Delta t}{d} \left| w_{i,j} \right| (p_{i,j} - p_{i,j-1}) \right] - 2 \left( \frac{1}{a^2} \frac{\Delta x^2}{\Delta t^2} - 1 \right) p_{i,j} - p_{i,j-1} \quad (3)$$

где на основании уравнения сплошности :

$$w_{i,j} = w_{i-1,j} - \frac{1}{a^2 \rho} \frac{\Delta x}{\Delta t} (p_{i,j} - p_{i,j-1}) \quad (4)$$

Выражение (3) позволяет вычислить значения давления в сечениях с номером от  $i=1$  до  $i=n-1$  для момента времени  $t_{j+1}$ , используя значения давлений двух предыдущих моментов времени  $t_j$  и  $t_{j-1}$ , условное давление при  $t_j$  и значение скорости  $w_{i,j}$ . Значения давления топлива в сечениях  $x = 0$  и  $x = L$ , т.е.  $p_{0,j+1}$  и  $p_{n,j+1}$  вычисляются с использованием граничных условий.

### **Граничные условия у начала нагнетательного трубопровода**

Граничные условия у начала нагнетательного трубопровода определяются балансом объемов в полости насоса с учетом сжимаемости

$$\alpha V_n \frac{dp_n}{dt} = f_n \frac{dh}{dt} - \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{p_n - p_с}{|p_n - p_с|}} - Q_{yn} - f_{кл} \frac{dy}{dt} - \mu_{ш} f_{ш} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{p_n - p_{ш}}{|p_n - p_{ш}|}} \quad (9)$$

Полученное в итоге уравнение решается методом последовательных приближений совместно с уравнением движения для входного участка нагнетательного трубопровода, представленного в виде:

$$w_{0,j+1} = w_{0,j} + \frac{1}{\rho} \frac{\Delta t}{\Delta x} (p_{ш,j+1} - p_{1,j+1}) - \frac{\Delta t}{\Delta x} \frac{w_{0,j}^2}{2} (1 + \xi_0 \text{sign} w_{0,j}) \quad (10)$$

### **Граничные условия у конца нагнетательного трубопровода.**

Для двойной иглы форсунки модель рассматривается как две параллельные форсунки на конце нагнетательного трубопровода. Давления в обеих форсунках одинаковы.

Для форсунки закрытого типа граничные условия у конца нагнетательного включают уравнение сплошности в полости форсунки и уравнение движения иглы и связанных с ней деталей.

$$w'_{n,j+1} = w'_{n,j} - \frac{1}{\rho} \frac{\Delta t}{\Delta x} (p_{\phi,j+1} - p_{N-1,j+1}) + \frac{\Delta t}{\Delta x} \frac{w'^2_{n,j}}{2} (1 - \xi_0 \text{sign} w_{n,j}) \quad (11)$$

В заключение каждого шага расчета определяется количество топлива, поданного к данному моменту через каждый распылитель (интегральная характеристика впрыска). Эти уравнения дополняются уравнением сплошности для тройника

$$g_{j+1} = g'_{j+1} + g''_{j+1} \quad (12)$$

Описанная выше математическая модель реализуется в расчетной программе.

**В третьей главе** представлены результаты расчетного исследования. Расчетное исследование процессов впрыскивания топлива штатной топливной системой двигателя ЧН 18/20 и модернизированной системой, предназначенной для подачи жидкого топлива в газодизеле, позволяет сделать следующие выводы:

1. Разработанная схема системы топливоподачи, включающая форсунку с двумя коаксиально расположенными распылителями, имеющими различное суммарное сечение сопловых отверстий, и нагнетательный клапан с разгрузкой постоянного давления (двусторонний клапан) позволяет при правильном подборе соотношений между элементами системы позволяет осуществить отдельную подачу малых и больших порций топлива. Это обеспечивает большее давление и продолжительность впрыскивания по сравнению с обычной системой, что благоприятно для впрыскивания запальной порции топлива в газодизеле. Сравнение давлений впрыска и подъемов иглы показано на рис.4 и 5

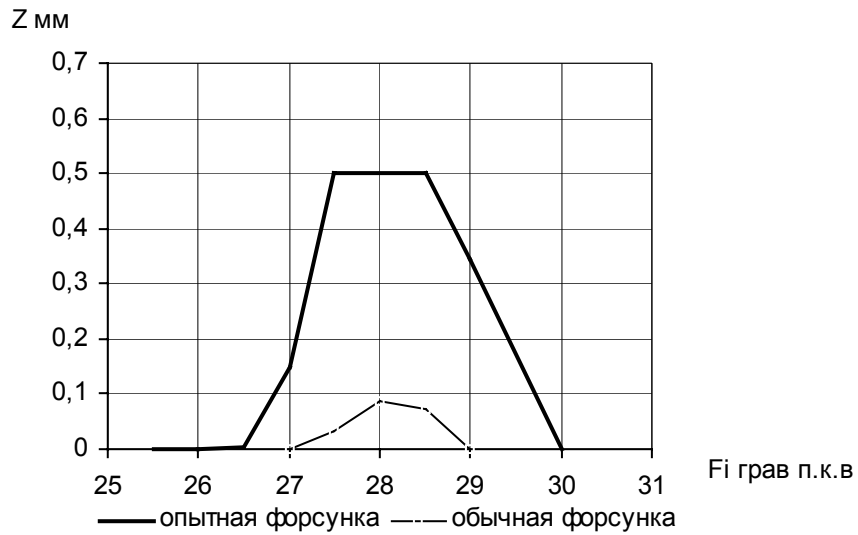


Рис.4. Сравнение по перемещению иглы обычной форсунки с опытной при  $n=350$  об/мин,  $g=0.03$  г/цикл.

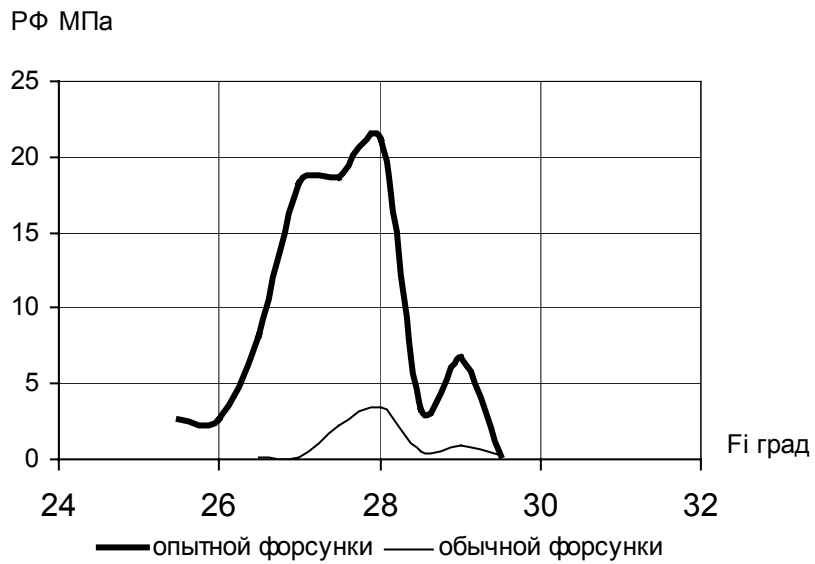


Рис. 5. Сравнение давления впрыска опытной форсунки с обычной. При  $n=350$  об/мин,  $g=0.03$  г/цикл

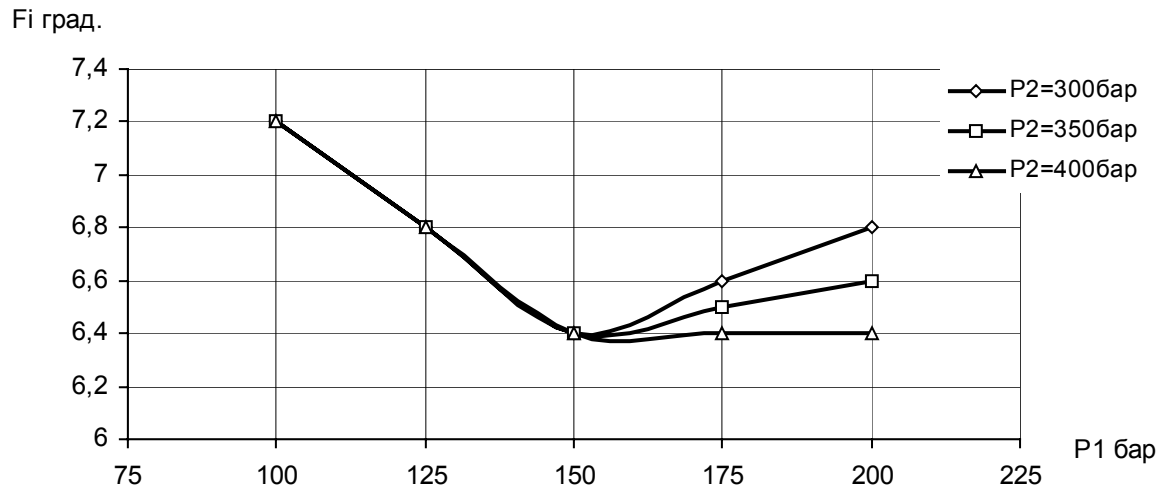


Рис.6..Зависимость продолжительности впрыска от давление начала подъема большой малой иглы (P1,P2) при n=350 об/мин.,g=0,03 г/цикл

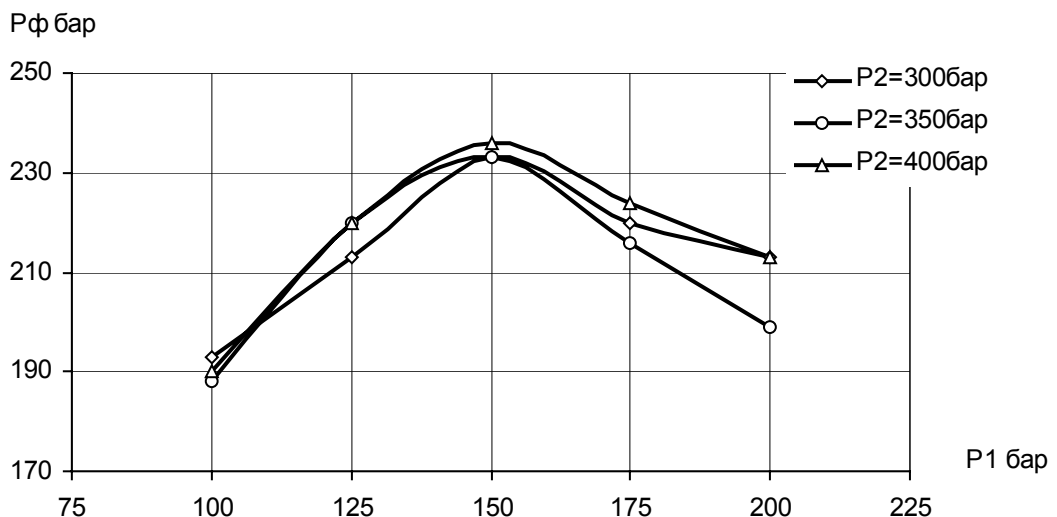


Рис.7.Зависимость Pф.мах. от P1,P2 (давление начала подъема большой и малой иглы) при n=350 об/мин.,g=0.03 г/цикл.

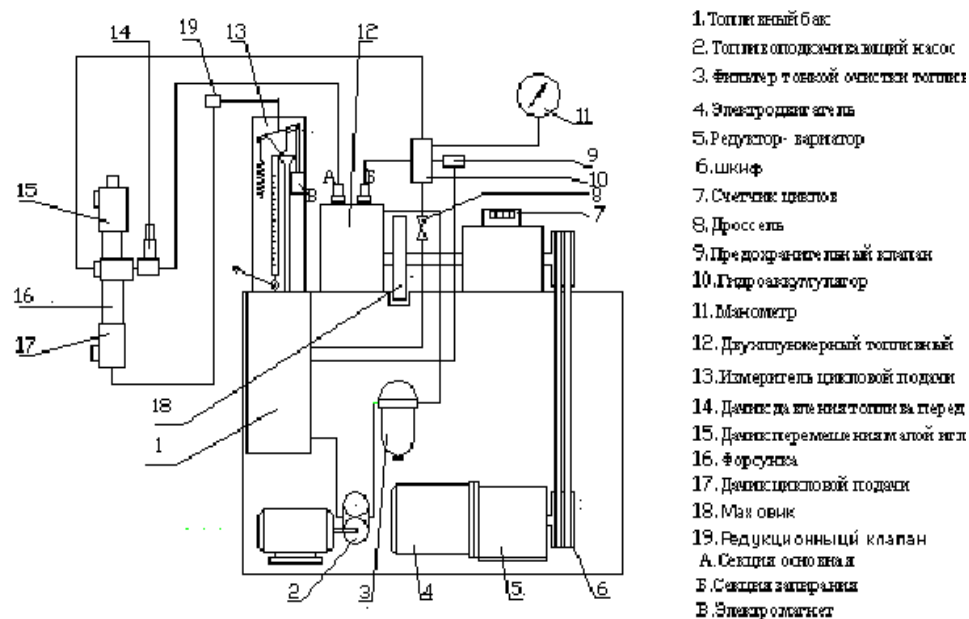
2. Анализ влияния различных исходных параметров системы на характеристики впрыскивания (рис. 6 и 7) показал, что для рассматриваемого дизеля рациональным является следующее сочетание:

- Давление начала открытия иглы, управляющей открыванием малого сечения 100 бар  
 Давление начала открытия иглы, управляющей открыванием большого сечения 300 бар

3. При выбранной конструкции и указанном сочетании параметров системы обеспечивается впрыск запальной порции топлива через сопловой аппарат малого сечения на всех скоростных режимах.
4. На режимах нагрузочных характеристик, соответствующих работе дизеля от полной нагрузки до холостого хода (от 0,3 до 0,1 г/цикл), подача топлива на основном участке впрыска происходит через все сопловые отверстия одновременно. При этом основные параметры впрыска отвечают требованиям к системам подачи топлива.
5. При подаче больших порций топлива разработанная система обеспечивает эффект "ступенчатой" подачи и повышенное давление впрыска.

**В четвертой главе** описаны аппаратура, методика и результаты экспериментального исследования процесса подачи топлива.

Схема экспериментальной установки представлена на рис.8.



**Рис. 8. Схема экспериментальной установки**

В состав стендовой информационно-измерительной системы входят элементы, предназначенные для исследования быстроменяющихся параметров впрыска, и контрольно-измерительная аппаратура для контроля параметров установившихся режимов. В состав системы входят:

1. Измеритель характеристики подачи топлива, работа которого основана на регистрации изменения давления в приемной камере, расположенной за распылителем форсунки, истечение из которой происходит через калиброванный жиклер.
- 2 Датчик индуктивного типа, регистрирующий перемещение внутренней иглы распылителя.
3. Датчик давления топлива перед форсункой.

Регистрация измеряемых параметров осуществлялась с помощью системы усилителей и электронного осциллографа. Кроме того, в состав системы входили приборы для регистрации частоты вращения и измерения расхода топлива.

На первом этапе экспериментального исследования производился подбор давлений начала подъема большой и малой иглы с целью обеспечения впрыска запальной дозы топлива без открытия малой иглы.

На втором этапе экспериментального исследования проводились сравнительные испытания двойной и серийной форсунок на режимах дизельного цикла: номинальной мощности -  $g_{ц} = 0,3$  г/цикл при 750 об/мин, частичных -  $g_{ц} = 0,15$  г/цикл при 500 и 750 об/мин, а также на режимах подачи запальной дозы топлива в газодизельном цикле:  $g_{ц} = 0,03$  г/цикл при 350, 500 и 750 об/мин. Кроме того, проводились испытания двойной форсунки в широком диапазоне режимов дизельного цикла.

Результаты экспериментального исследования подтверждают, что параметры системы, полученные расчетным путем, на режимах подачи запальной дозы дизельного топлива в газодизельном цикле, то есть при значении цикловой подачи  $g_{ц} = 0,03$  г/цикл во всем диапазоне частот вращения, обеспечивают впрыск топлива без подъема малой иглы при выбранном соотношении давлений начала подъема большой и малой игл.

На рисунках приведены графики изменения давления перед форсункой, полученные расчетным и экспериментальным путем (рис.,9.),и (рис. 10.) .



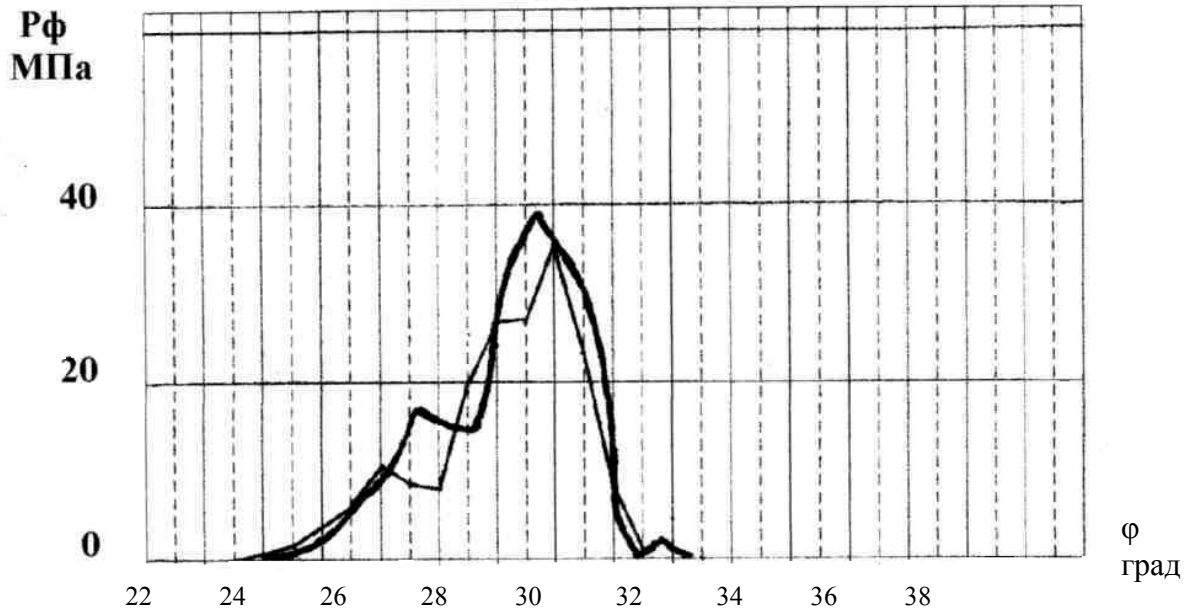


Рис. 9. Сравнение по  $P_\phi$  экспериментальной и расчетной двойной форсуни При  $n=500$  об/мин.,  $g=0.05$  г/цикл  
 — данные расчета    **—** экспериментальные даанны

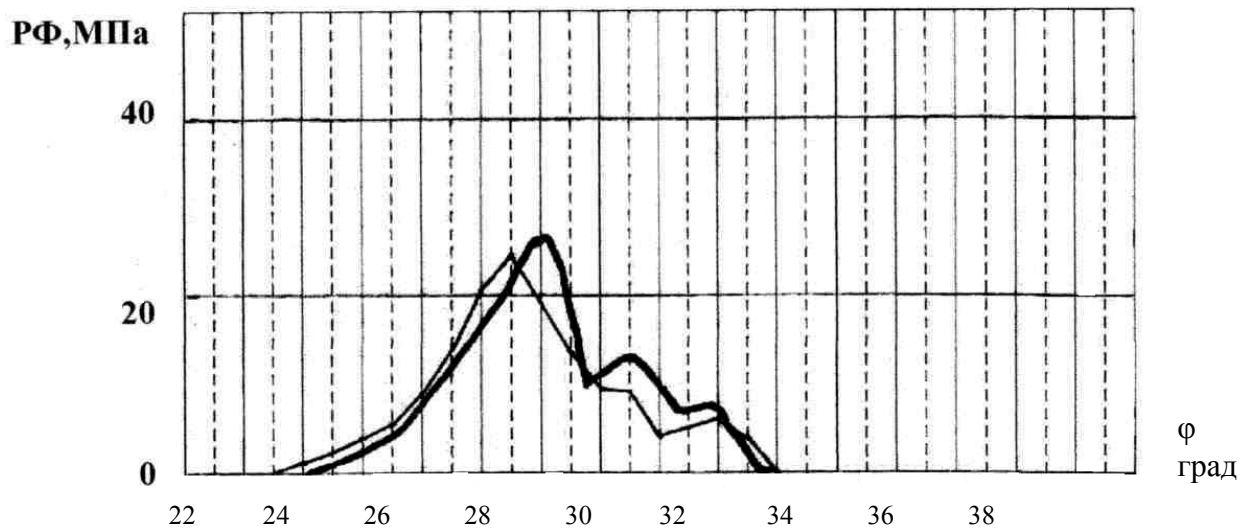


Рис. 10 . Сравнение по  $P_\phi$  экспериментальной и расчетной обычной форсуни При  $n=500$  об/мин.,  $g=0.03$  г/цикл  
 — данные расчета    **—** экспериментальные даанны

Приведенные графики свидетельствуют об удовлетворительном совпадении результатов математического моделирования процессов топливоподачи с экспериментальными данными как для серийной, так и для экспериментальной топливной систем во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Некоторые расхождения могут объясняться, во-первых, небольшими неточностями в настройке модели. С другой стороны, возможной причиной отклонений могут быть экспериментальные погрешности. Например, при почти полном совпадении максимальных значений расчетных и экспериментальных величин давления перед форсункой практически на всех режимах, на многих диаграммах экспериментальные кривые "отстают" от расчетных. Наибольшие отклонения наблюдаются при малых скоростях вращения. Причиной этого вполне может быть неравномерность вращения привода топливного насоса, которая, естественно, увеличивается при малых скоростях, когда запас кинетической энергии маховика может быть недостаточным, чтобы преодолеть повышенные моменты сопротивления в момент нарастания скорости перемещения толкателя и повышения давления над плунжером.

### 3-ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основным результатом выполненной работы является всестороннее расчетное и экспериментальное исследование, включавшее отработку расчетной методики применительно к предложенной конструкции топливной системы, параметрическое исследование, с помощью которого выбраны регулировочные параметры системы, а также экспериментальное исследование, выполненное с помощью специально разработанного стенда с информационно-измерительным комплексом. Прделанная работа позволяет сделать следующие **основные выводы**:

1. Разработанная система топливоподачи обеспечивает существенное улучшение процессов подачи запального топлива для газодизеля при сохранении удовлетворительных условий впрыска при работе на дизельном топливе.
  2. Подтверждены теоретические положения, на основании которых создана новая топливная система
  3. Доказана адекватность математического описания процессов впрыска топлива для нетрадиционных схем топливной аппаратуры.
- Кроме того, получены следующие **результаты**:
- для исследованного двигателя выбраны размеры и параметры опытной форсунки и доказана эффективность системы;

- разработана методика и аппаратура экспериментального исследования, обеспечивающая высокую наглядность и точность результатов.

Основная **практическая рекомендация** работы заключается в целесообразности использования предложенной топливной системы при разработке газодизельных двигателей.

### **ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

**1-**Магидович Л.Е ,Кадхем Насеер С. Зубков А.В ./Разработка рекомендаций по организации подачи жидкого топлива в газодизеле./XXV11 недели науки СПбГТУ,1998 года . Издательство СПбГТУ 1999 с 55.

**2-**Новичков М.Ю., Кадхем Насеер Сальман, Магидович Л.Е. Уточнение математической модели рабочего процесса газодизеля. недели науки XXVIII СПбГТУ,1999 года . Издательство СПбГТУ 2000 с 94.

**3-**Магидович Л.Е, Кадхем Насеер С.. Совершенствование системы подачи жидкого топлива для газодизеля. Юбилейной неделе науки XXX,2001г.СПбГПУ,и на межвузовской научной конференции энергомашиностроительный факультет и институт ядерной энергетики г.Сосновый Бор. Издательство СПбГТУ 2002 с 4.