НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи
УДК 621.436

Фонов Владимир Владимирович

КОМПОНЕНТЫ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ АККУМУЛЯТОРНОГО ТИПА С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ДЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Специальность 05.04.02 - Тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 2004

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель:	доктор технических наук, профессор Грехов Л.В.
Официальные оппоненты:	доктор технических наук, профессор Голубков Л.Н.
	кандидат технических наук, с.н.с. Попов В.П.
Ведущее предприятие:	ООО «ППП Дизельавтоматика».

Защита диссертации состоится "16" декабря 2004 г. в 14^{00} ч. на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947

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

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан "15" ноября 2004 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук,
доцент Тумашев Р.З.

104

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1698527
Фонов В.В. Компоненты перс

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

ОБЩИЕ ПО ТЕКСТУ СОКРАЩЕНИЯ

ЭГФ – электрогидравлическая форсунка.
ЭМФ – электромеханическая форсунка.
ТНВД – топливный насос высокого давления.
CR – топливная система «COMMON RAIL».

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

Актуальность работы. Ужесточение экологических требований, предъявляемых к современным транспортным двигателям внутреннего сгорания, в частности, планируемое введение в Российской Федерации норм токсичности EURO-2 и затем EURO-3, заставляет конструкторов и исследователей искать пути снижения вредного воздействия двигателей внутреннего сгорания на окружающую среду. Значительная роль в этом отводится улучшению топливоподачи и, как следствие, совершенствованию топливной аппаратуры, которое заключается в повышении давления впрыскивания, внедрении электронного управления процессом топливоподачи, обеспечении с его помощью возможности регулирования давления впрыскивания в зависимости от режима дизеля, управления характеристикой впрыскивания, организации многофазного впрыскивания и др. Реализовать это позволяет применение аккумуляторных топливных систем CR с электронным управлением. Возможности оптимального регулирования давления и характеристики впрыскивания системы CR отличаются от других топливных систем. Компактность, удобство компоновки этих систем на дизеле также способствует их все более широкому распространению. Важнейшими задачами при разработке CR представляет поиск оптимальной схемы и отработка конструкции электроуправляемой форсунки, создание простого дешевого ТНВД для систем CR.

Цель работы: создание наиболее важных компонентов топливных систем нового поколения для перспективных дизелей.

Научная новизна результатов работы усматривается в следующем:

- разработаны уточняющие математические выражения для описания гидродинамического трения в малых зазорах, для утечек в прецизионных парах с противодавлением, для расчета наполнения плунжерной полости;
- сформулированы критерии оптимизации ЭГФ CR;
- в сравнительном исследовании выявлены достоинства и недостатки различных электроуправляемых форсунок для CR;
- разработаны теоретические основы проектирования ТНВД CR.

Методы исследования. Математическое моделирование, включая расчеты и оптимизацию ЭГФ и ТНВД, проводились с использованием программного обеспечения, разработанного в МГТУ им. Н.Э. Баумана и усовершенствованного в части адекватного описания процессов в системах CR. Экспериментальное исследование проводилось на безмоторных топливных стендах с

М Г У им. Н. Э. Баумана Библиотека

системой регистрации на ЭВМ и оригинальным оборудованием, спроектированным автором.

Достоверность и обоснованность научных положений работы обусловливаются:

- использованием общих уравнений механики, гидродинамики, теплофизики, термодинамики, а также их соответствием выявленным особенностям протекания физических процессов;
- соответствием расчетных результатов экспериментально зарегистрированным;
- применением современных высокоточных автоматизированных средств измерения параметров топливоподачи;
- согласованием частных полученных результатов с известными.

Практическая ценность работы заключается в следующем:

- усовершенствована модель и программа для расчета и оптимизации топливных систем с электронным управлением;
- даны рекомендации по выбору типов ЭГФ и ЭМФ для CR;
- оптимизированы конкретные образцы конструкций ЭГФ и ЭМФ;
- создана эффективная конструкция ТНВД CR, обеспечивающая подачу топлива под давлением 200 МПа;
- разработаны рекомендации и методы расчета ТНВД CR.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

- дополнения математической модели расчета топливоподачи и оптимизации топливной аппаратуры в части уточненной оценки утечек в прецизионных парах, гидродинамического сопротивления движению прецизионных деталей, наполнению плунжерной полости при регулировании производительности ТНВД дросселированием на всасывании;
- сформулированные критерии оптимизации ЭГФ систем CR;
- результаты сравнительных исследований электроуправляемых форсунок различных схем и предложения их усовершенствования;
- выявленные ограничительные факторы при проектировании ТНВД CR, способы их оценки;
- методика расчета производительности ТНВД CR и рекомендации по его проектированию;
- образец перспективного ТНВД CR для быстроходного дизеля.

Реализация работы. Результаты работы в части расчетной оптимизации конструкции ЭГФ использовались в БашГАУ, в ООО «ППП Дизельавтоматика», ОАО НИКТИД.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались на Юбилейной научно-технической конференции, посвященной 30-летию ЯЗДА (г. Ярославль, 2002 г.), Международной научно-технической конференции «Автомобильный транспорт в 21 веке» (г. Нижний Новгород, 2003 г.), Всероссийском научно-техническом семинаре по автоматическому регулированию теп-

лоэнергетических установок при МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва, 2003 г.), а также на заседаниях кафедры поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана с 2001 по 2004 гг.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 3 печатные работы.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов и списка литературы. Она включает 195 страниц основного текста, содержащего 10 таблиц и 133 рисунка, а также 9 страниц списка литературы из 85 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

Во введении обоснована актуальность темы, поставлены цель и задачи работы, кратко изложены основные научные положения и исследования.

В первой главе дан анализ состояния проблемы улучшения экологических показателей транспортного дизеля, представлены возможности топливной аппаратуры, основные мероприятия по ее совершенствованию. Приведены также основные направления развития современных топливных систем с электронным управлением, проблемы и задачи создания систем CR.

Основные направления совершенствования топливной аппаратуры: повышение давления впрыскивания, внедрение электронного управления процессом топливоподачи, управление характеристикой впрыскивания, осуществление двухфазного и многофазного впрыскивания. Создание топливных систем CR позволяет реализовать все эти направления при организации достаточно высоких давлений нагнетания. Поиск оптимальной схемы и отработка конструкции электроуправляемой форсунки, создание ТНВД – одни из основных задач разработки топливных систем CR.

На основании анализа состояния проблемы были сформулированы следующие задачи исследования:

- Подготовить математическую модель, позволяющую с необходимой для практики точностью анализировать и оптимизировать важнейшие компоненты топливных систем CR.
- Исследовать известные схемы электроуправляемых форсунок, для нахождения оптимальной конструкции форсунки для топливных систем CR.
- Разработать теоретические основы проектирования ТНВД для систем CR.
- Разработать конструкцию ТНВД применительно к конкретному дизелю и изготовить опытный вариант.
- Провести безмоторные испытания разработанного опытного варианта ТНВД и желательно сравнить показатели с лучшим промышленным аналогом.
- Исследовать возможности разработанного ТНВД CR по критериям работоспособности, возможности регулирования производительности, обеспечения

необходимой производительности на важнейших эксплуатационных режимах работы дизеля.

Во второй главе представлена базовая математическая модель, применяемая в работе, а также ее усовершенствования.

Математическая модель базируется на известных и апробированных разработках отечественных ученых.

Ядром модели является задача о течении в трубопроводе. Нестационарное одномерное изотермичное течение вязкой сжимаемой жидкости с допущением $U<<\alpha$ и $\Delta\rho<<\rho$ описывается уравнениями движения и неразрывности:

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial U}{\partial t}+\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x}&=-KU;\\ \frac{\partial \rho}{\partial t}+\rho\frac{\partial U}{\partial x}&=0.\end{aligned}\right\}, \qquad (1)$$

где U – скорость, P – давление, ρ – плотность, K – диссипативный множитель, x – координата, t – время.

Используя аналитическое решение Д'Аламбера для волнового уравнения:

$$P_x = P_{ак} + F_x - W_x; \qquad U_x = \left[F_x + W_x\right]/\alpha\rho, \qquad (2)$$

где значения прямой F_x и обратной W_x волн на координате x вычисляются с учетом поправки Т.Ф. Кузнецова для учета диссипации волн:

$$F_x = F_{x=0}\left(t - x/\alpha\right)\cdot e^{-Kx/\alpha}; \qquad W_x = W_{x=L}\left[t - \left(L - x\right)/\alpha\right]\cdot e^{-K(L-x)/\alpha}.$$

Выражения для формулировки граничных условий записываются в виде уравнений объемного баланса для полостей и уравнений движения для регулирующих механических элементов. Уравнение объемного баланса топлива в i-й полости в общем виде:

$$\frac{dP_i}{dt} = \frac{1}{V_i\beta_i^{эф}}\left[\sum Q_{i\text{-}k} + \sum U_{i-j}f_j + \sum\frac{dV_{i\text{-}n}}{dt}\right], \qquad (3)$$

где P_i, V_i – текущие давление, объем; $\beta_i^{эф}$ – эффективный коэффициент сжимаемости, вычисленный с учетом деформации стенок; $Q_{i\text{-}k}$ – расход топлива из k-ой полости, $U_{i\text{-}j}$ – скорость втекания из j-го канала, $V_{i\text{-}n}$ – изменение объема от движения n-го элемента.

Ступенчатость длинных элементов линии высокого давления в CR учитывалась разбиением ее на несколько (обычно два) трубопроводов, например, собственно трубопровод и канал форсунки. В этом случае между ними в расчетной схеме рассматривалась полость. Такой прием в отличие от непосредственной стыковки двух трубопроводов, лучше соответствует реальной конструкции и более корректен математически.

Универсальная математическая модель позволяет моделировать топливные системы всех типов, различного состава и назначения.

Однако, при численном исследовании современных топливных систем выявились ее недостатки. Так, для высокооборотных ТНВД систем CR, как с впускными клапанами, так и с впускными окнами, возникла необходимость оценки полноты наполнения надплунжерных полостей. В диссертации были применены в соответствии с (3) следующие соотношения:

Для $P_{пл} > P_{н.п.}$, $V_{пл}^{газ} = 0$

$$\frac{dP_{пл}}{dt} = \frac{1}{V_{пл}\beta_{пл}^{эфф}}\left[f_{пл} \cdot dh_{пл}/dt - Q_{вп} - Q_{пл}^{утеч} - Q_{клап}^{нагнет} - f_{кл} \cdot dh_{кл}/dt\right]; \quad (4)$$

Для $P_{пл} = P_{н.п.}$, $V_{пл}^{газ} > 0$

$$\frac{dV_{пл}^{газ}}{dt} = -\left[f_{пл} \cdot dh_{пл}/dt - Q_{вп} - Q_{пл}^{утеч} - Q_{клап}^{нагнет} - f_{кл} \cdot dh_{кл}/dt\right]. \quad (5)$$

Выражения (4), (5) позволяют оценивать мгновенную величину газосодержания в плунжерной полости и, таким образом, ее наполнение топливом к началу нагнетания. Такой подход обусловлен при проектировании ТНВД CR как необходимостью оценки максимальной производительности, так и применяемым способом регулирования дросселированием на всасывании. Этот подход был использован для расчетов подачи диметилового эфира в работах МАДИ (ГТУ), а также может быть рекомендован для расчетов систем с клапанным управлением.

При моделировании современных топливных систем с высоким давлением впрыскивания была выявлена необходимость учета утечек топлива в прецизионных парах и гидродинамической силы сопротивления, демпфирующей движение подвижных элементов прецизионных пар. Работы по исследованию утечек проводились многими отечественными учеными. Однако, большинство из них не учитывают повышенное давление в полости ниже по потоку, зависимость вязкости топлива от давления, переменность зазора по длине, движение одной из деталей. В диссертации были получены наиболее общие формулы, учитывающие эти факторы.

Формула утечек топлива в распылителе:

$$Q_{ут} = \frac{\pi\delta^3 d_и P_0}{12 L_и \eta_0 \ln c}\left(\frac{1}{c^{P_н/P_0}} - \frac{1}{c^{P_ф/P_0}}\right) + 0{,}5\pi V_и \delta d_и, \quad (6)$$

где $d_и$, $L_и$, $V_и$, δ – диаметр, длина уплотнения, скорость иглы, зазор в сопряжении; η_0, c – вязкость топлива, константа в формуле Д.Н. Вырубова.

Формула утечек через окна плунжерной втулки в плунжерной паре:

$$Q_{ут}^{окна} = \frac{\pi\delta^3 P_0}{6\eta_0 \ln c}\left(1 - \frac{1}{c^{P_{пл}/P_0}}\right) \cdot \frac{i_{вп}}{\ln\left[4\cos\beta_{вп}(h_{пл} - h_{пл}^{вп} - d_{вп})/d_{вп}\right]}, \quad (7)$$

где $h_{пл}$, $h_{пл}^{вп}$, $\beta_{вп}$, $d_{вп}$ – подъем плунжера, подъем начала закрытия впускного окна, наклон верхней кромки плунжера, диаметр впускного окна.

Формула суммарной величины утечек в плунжерной паре:

$$Q_{ут}^{сумм} = Q_{ут}^{окна} + Q_{ут}. \quad (8)$$

На основе рассмотрения ползущего течения в зазоре была выведена формула для расчета силы гидродинамического сопротивления движению гидроуправляемых механических элементов. Так, сила сопротивления движению иглы:

$$S \approx \pi \cdot d_и \cdot \left[-\frac{\delta}{2} \cdot \left(P_ф - P_н \right) + \frac{V_и \cdot L_и \cdot \eta}{\delta} \right]. \qquad (9)$$

Уточнения в описании процесса топливоподачи позволили повысить достоверность математической модели и обосновано проектировать ЭГФ и ТНВД систем CR.

В третьей главе приведены результаты анализа схем электроуправляемых форсунок. Анализ наиболее эффективных и известных схем электроуправляемых форсунок проводился на основании сравнения их показателей после численной оптимизации каждой из них применительно к варианту дизеля ЗМЗ-514 со следующими номинальными параметрами: частотой вращения n=4200 мин$^{-1}$, мощностью 78 кВт, цикловой подачей 40 мг. Некоторые форсунки из числа исследованных представлены на рис. 1, 2.

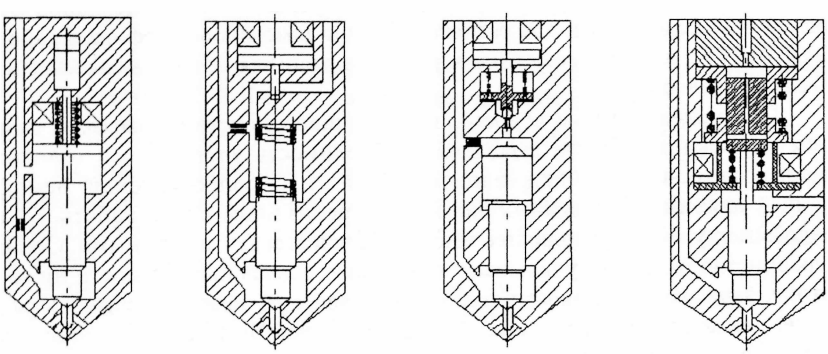


Рис. 1. Схемы форсунок: а – ЭМФ с замкнутой надплунжерной камерой, б – ЭГФ с дроссельным управлением, в – ЭГФ с мультипликатором запирания и отрицательной обратной связью по подъему иглы, г – ЭГФ со следящей системой привода иглы.

Были сформулированы наиболее общие и универсальные критерии оптимизации электроуправляемых форсунок: максимальная величина среднего давления впрыскивания, минимальная величина устойчивой цикловой подачи, монотонность характеристики подачи $g_ц=f(\tau_{эл\text{-}прив})$, минимальная величина цикловой порции на управление форсункой (расход на управление), возможность получения управляемой характеристики впрыскивания.

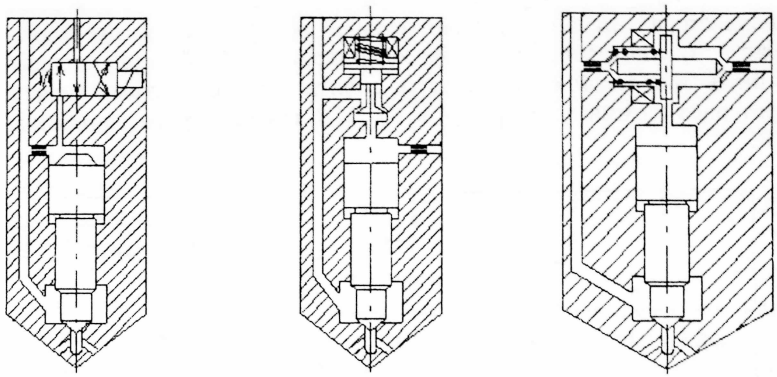
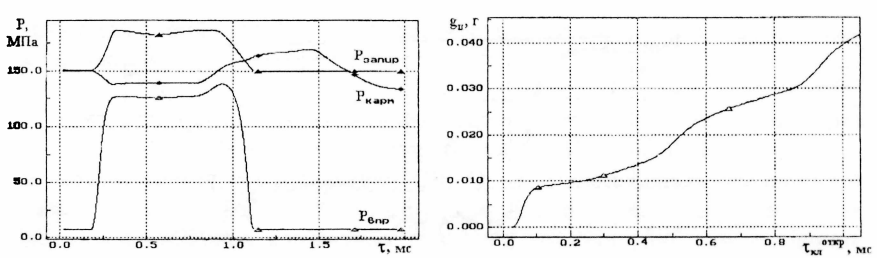


Рис. 2. Схемы ЭГФ: а – с золотником, б – с гидравлически разгруженным клапаном, в – с двухзатворным гидравлически разгруженным клапаном.

В результате исследования было выявлено, что для топливных систем с невысоким давлением впрыскивания, например, для систем с непосредственным впрыскиванием бензина перспективны электромеханические форсунки.

Наилучшие результаты были получены для оригинальной схемы, разработанной в процессе численного исследования и оптимизации ЭМФ (рис. 1, а). С ее помощью удалось добиться возможности получения высокого давления впрыскивания, монотонности характеристики подачи, устойчивости подачи любой продолжительности (рис. 3 а, б).

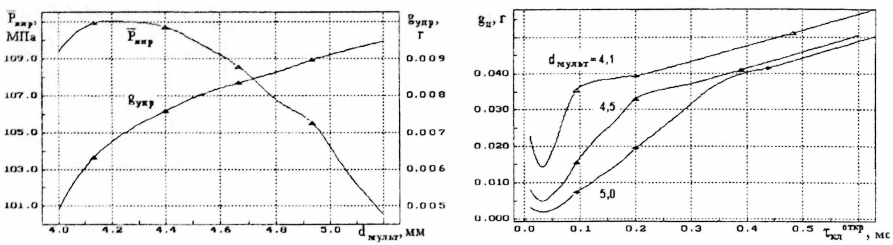


а б

Рис. 3. Результаты численного исследования ЭМФ с замкнутой камерой над разгружающим плунжером при $d_{пл}$=3,65 мм, $V_{кам}$=105 мм^3: а – мгновенные давления запирания, в кармане распылителя и впрыскивания; б – характеристика подачи в функции времени управляющего клапаном импульса.

Электрогидравлические форсунки (ЭГФ) с дроссельным управлением (рис. 1, б) просты, но при их оптимизации применительно к быстроходному

дизелю не удалось получить благоприятных показателей. Применение мультипликатора запирания и отрицательной обратной связи по подъему иглы (рис. 1, в) существенно улучшает характеристики ЭГФ с дроссельным управлением. Для такой схемы удается добиться благоприятных значений всех критериев оптимизации (рис. 4 а, б). ЭГФ широко применяются для систем CR.



а б

Рис. 4. Влияние мультипликатора запирания на показатели ЭГФ с дроссельным управлением: а – среднее давление впрыскивания и цикловая порция топлива на управление; б – характеристика подачи в функции времени управляющего импульса.

Наиболее глубокой отрицательной обратной связью по положению иглы обладает ЭГФ по схеме БашГАУ. Ее также можно назвать ЭГФ со следящей схемой привода иглы (рис. 1, г). Для нее удалось добиться высоких значений критериев оптимизации, а величина расхода на управление оказалась рекордно низкой (до 8% полезной подачи) среди всех ЭГФ с дроссельным управлением.

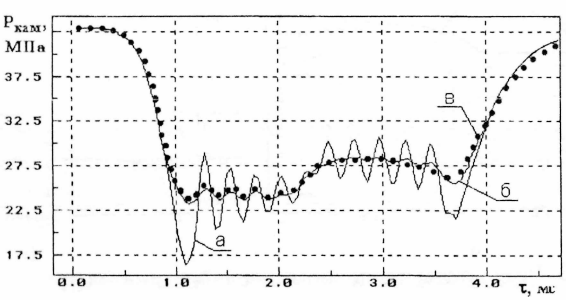


Рис. 5. Давление в камере управления ЭГФ БашГАУ: а – расчет без учета силы гидродинамического сопротивления, б – расчет с учетом силы гидродинамического сопротивления, в – эксперимент.

Экспериментальное исследование оптимизированной конструкции ЭГФ со следящей системой привода иглы проводилось в БашГАУ. Испытания подтвердили высокие значения критериев оптимизации, резервы совершенствования. Перспективность такой ЭГФ для систем CR очевидна. На рис. 5 приведены результаты расчетного и экспериментального определения давления в камере управления ЭГФ БашГАУ. При учете силы гидродинамического сопротивления движению в прецизионных парах, определяемой по формуле (9), экспериментальные и расчетные данные практически совпадают.

Большие резервы совершенствования ЭГФ, в том числе, повышения их быстродействия, связаны с использованием гидравлически разгруженных управляющих элементов. Наилучшие показатели при оптимизации схем, представленных на рис. 2, были достигнуты для ЭГФ с двухзатворным гидравлически разгруженным клапаном (рис. 6 а, б). Такие ЭГФ способны обеспечить наилучшую форму характеристики подачи, рекордно высокие значения среднего давления впрыскивания и цикловой порции на управление (~5% полезной подачи).

Ц 16985 24

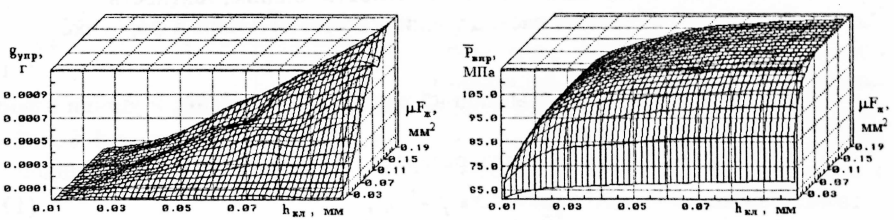


Рис. 6. Влияние хода двухзатворного клапана и последовательно установленных жиклеров ЭГФ с двухзатворным гидравлически разгруженным клапаном: а – цикловая порция топлива на управление; б – среднее давление впрыскивания в функции.

Четвертая глава посвящена разработке теоретических основ проектирования ТНВД для систем CR. Опыт разработки традиционных ТНВД зачастую невозможно применить к системам CR. Опыт отечественных предприятий показал, что традиционные кулачковые приводы и роликовые толкатели не выдерживают высоких контактных нагрузок, возникающих при давлениях подачи более 100 МПа. Достаточно ясна невозможность применения ряда традиционных решений: регулирование производительности ТНВД отсечкой подачи, кулачковый привод, разгружающие нагнетательные клапаны.

Выбор схемы и базовых технических решений при проектировании ТНВД для систем CR следует осуществлять исходя из соображений обеспечения необходимой производительности, работоспособности всех элементов ТНВД, повышения равномерности крутящего момента на валу ТНВД, облегчения конструктивных, технологических, эксплуатационных и экономиче-

ских требований. В результате анализа конструктивных схем, в качестве наиболее целесообразного решения применительно к быстроходному дизелю с рабочим объемом 2,2…2,5 л было обосновано использование 2-х секционной рядной конструкции с $d_{пл} = 6…7$ мм.

При определении производительности ТНВД следует учитывать, что режим, предъявляющий наиболее высокие требования к производительности, не очевиден. Необходимо учитывать динамический резерв при быстром набросе нагрузки, обеспечение производительности с учетом потерь в форсунке, обеспечение производительности при пуске дизеля, характер гидравлической характеристики насоса.

Минутный объемный расход топлива для обеспечения подачи в цилиндры на номинальном режиме дизеля:

$$Q_{теор}^{ном} = \frac{2 \cdot n_{коленч} \cdot i_{цил} \cdot g_{ц}^{ном}}{\rho_т \cdot \tau}, \qquad (10)$$

где $n_{коленч}$, $i_{цил}$, $g_{ц}^{ном}$ – частота вращения коленчатого вала, число цилиндров, номинальная цикловая подача; $\rho_т$, τ – плотность топлива, тактность.

Минутный объемный расход топлива с учетом потерь в форсунке:

$$Q_{форс} = k_{форс} \cdot Q_{теор}^{ном}, \qquad (11)$$

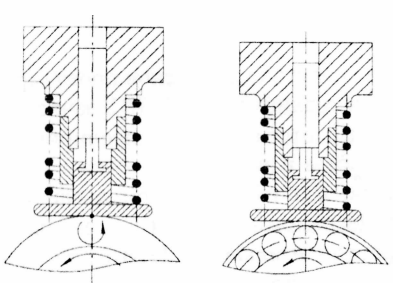
где $k_{форс}$ – коэффициент, учитывающий расход на управление и утечки в форсунке.

Определение динамического резерва:

$$\Delta Q_{дин.рез.} = \beta_{средн}(P_2 - P_1) \cdot V_{ак} / \Delta t_{п.п.}, \qquad (12)$$

$$Q_{дин.рез.} = \Delta Q_{дин.рез.} + Q_{форс}, \qquad (13)$$

где $\beta_{средн}$ – средний коэффициент сжимаемости в диапазоне $P_1…P_2$, $\Delta t_{п.п.}$ – время переходного процесса.



а б

Рис. 7. Схемы приводов плунжеров: а – с подшипником скольжения, б – с игольчатым подшипником.

Обеспечение работоспособности привода плунжеров ТНВД в условиях высоких контактных нагрузок – одна из важнейших задач проектирования ТНВД для систем CR. По комплексу показателей обоснована, как наиболее перспективная, следующая схема: плунжер приводится в движение эксцентриком с подшипником скольжения посредством плоского толкателя (рис. 7, а).

При расчете подшипника скольжения по методике В.А. Воскресенского, В.И. Дьякова критерием работо-

способности принималось сохранение минимального зазора в сопряжении:

$$h_{min} \geq h_{кр} + 2 \text{ мкм}, \quad (14)$$

где $h_{кр}$ – величина, включающая высоты микронеровностей поверхности шейки и подшипника, все допуски поверхностей, а также монтажные погрешности; h_{min} – минимальная толщина смазочного слоя:

$$h_{min} = \Delta \cdot (1 - \chi), \quad (15)$$

где Δ – радиальный зазор между шейкой и подшипником, выбираемый на основании опыта и анализа работы опор аналогичных машин; χ – относительный эксцентриситет, выбираемый в зависимости от коэффициента нагруженности и геометрических характеристик подшипника.

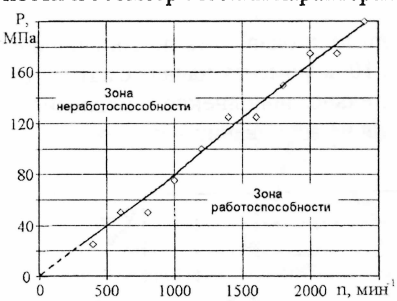


Рис. 8. Кривая работоспособности подшипника скольжения.

Результаты расчета подшипника для условий работоспособности ТНВД CR удобно представлять в виде графика P = f(n), на который нанесена ограничительная кривая работоспособности подшипника скольжения (рис. 8).

Расширение зоны работоспособности (рис. 8) возможно применением вкладышей из новейших антифрикционных материалов, что в условиях отечественной промышленности сильно повышает стоимость ТНВД. В связи с этим, а также стремлением использовать в качестве смазки топливо и обеспечить высокие давления подачи при малых частотах, в работе сделан вывод о целесообразности применения игольчатых подшипников (рис. 7, б).

Нагнетательные клапаны в ТНВД CR работают в очень тяжелых условиях. Целесообразны шариковые клапаны. Однако, в связи с технологической сложностью обеспечения их работоспособности, возможно применение более освоенных грибковых клапанов без разгружающего пояска или плоских.

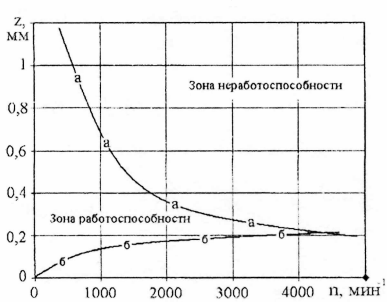


Рис. 9. Кривая работоспособности (а) для грибкового клапана диаметром 5 мм, массой 2,5 г; минимально необходимый подъем клапана (б).

Оценка работоспособности нагнетательных клапанов проводилась по методике Куколевского И.И. и Ляховского Л.К. Критерий работоспособности клапанов:

$$C = z_{max} \cdot n = f\left(\frac{m}{S_k}\right), \quad (16)$$

где z_{max} – высота подъема клапана; n – частота вращения приводного вала ТНВД; m – масса клапана; S_k – площадь опорной тарелки клапана.

Условие работоспособности клапана:

$$z_{max} \cdot n < C, \tag{17}$$

где C определяется по эмпирическим зависимостям.

Результаты представлены в виде графика зависимости подъема клапана от частоты вращения вала ТНВД. На график нанесена ограничительная кривая работоспособности нагнетательного клапана (рис. 9). Она должна пролегать выше кривой минимального необходимого подъема клапана, обеспечивающего приемлемые значения потерь при дросселировании топлива в клапане.

Оценку наполнения ТНВД необходимо производить по соотношениям, полученным в главе 2. Как видно из рис. 10, к моменту начала сжатия топлива газосодержание равно нулю. Следовательно, наполнение плунжерной полости без искусственного дросселирования на всасывании – полное.

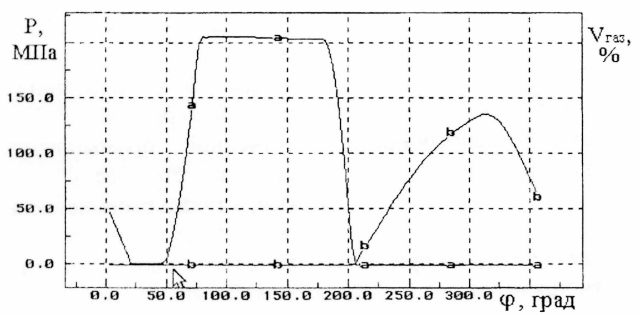


Рис. 10. Мгновенная величина давления (а) и газосодержания (б) в надплунжерной полости ТНВД в функции угла поворота приводного вала ТНВД.

Разрывы кинематических связей могут происходить при опускании плунжера в случае, если:

$$F_{пруж.} < m \cdot a, \tag{18}$$

где $F_{пруж}$ – сила упругости возвратной пружины; m – масса подвижных частей плунжерной секции; a – ускорение плунжера.

Подбор возвратной пружины плунжерной пары производится из условия невыполнения (18) для всех моментов опускания плунжера.

При проектировании ТНВД для систем CR важное значение имеет определение оптимальных давлений впрыскивания в зависимости от режима дизеля, которое определяется при помощи оптимизации рабочего процесса. В рамках работы над ТНВД CR такое исследование проводилось на кафедре

«Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана под руководством Кулешова А.С. и Грехова Л.В.

Оптимальные значения давления впрыскивания были получены применительно к дизелю ЗМЗ-514 из соображений необходимости выполнения норм выбросов EURO-3 при обеспечении минимального расхода топлива и ограничении давления в цилиндре. Полученное поле оптимальных значений давления впрыскивания в поле режимов дизеля представлено на рис. 11.

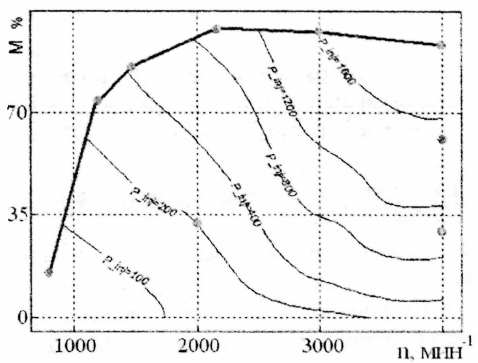


Рис. 11. Оптимальные значения давления впрыскивания в поле режимов дизеля ЗМЗ-514.

Пятая глава посвящена экспериментальному исследованию компонентов системы CR. В рамках работы были разработаны и изготовлены опытные варианты ТНВД (рис. 12). Испытания проводились на безмоторном топливном стенде. Целью испытаний являлись экспериментальное подтверждение разработанных теоретических основ проектирования ТНВД, возможности работы на высоких давлениях (до 200 МПа), соответствия параметров ТНВД требованиям со стороны топливной аппаратуры в целом.

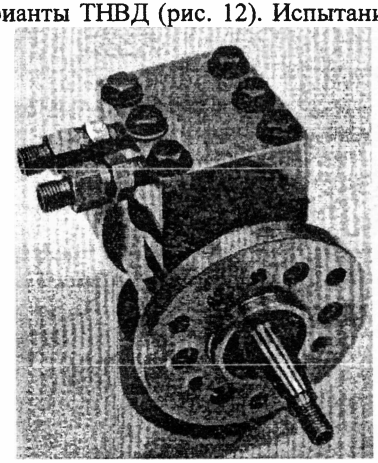


Рис. 12. Экспериментальный ТНВД для топливной системы CR.

Испытывались два варианта ТНВД: с подшипником скольжения и с игольчатым подшипником в механизме привода плунжеров. При использовании подшипника скольжения не удалось достигнуть высоких значений давления впры-

скивания. При работе отмечались нарушения работоспособности, нагрев, износ, даже при смазыванием маслом АМГ-10. Эти результаты говорят об ограниченности применения традиционных подшипников скольжения с ТНВД CR.

Применение игольчатого подшипника показало значительно лучшие результаты. Испытания показали, что гидравлическая характеристика (рис. 13) соответствует характеру протекания для насосов объемного типа, удовлетворяет требованиям со стороны топливной системы, а использование возможностей управления насоса позволяет получить требуемую производительность.

Скоростная характеристика (рис. 14) показывает, что ТНВД выдерживает самые напряженные по частоте и давлению режимы, способен обеспечивать питание дизеля на номинальном режиме. Обеспечивается запас по производительности на пусковом режиме (n=150 мин$^{-1}$, давление 30...40 МПа). Не вызывает сомнения возможность работы на частичных скоростных и нагрузочных режимах.

Работоспособность насоса сохранялась при его прокачке смазывающими жидкостями с расходами (2...3)*10^{-6} м^3/с, что при лабораторной схеме подводящих трубопроводов и фильтре требовало напор 0,2...0,3 МПа. В качестве жидкостей использовались масло АМГ10, дизельное топливо и их смесь.

Контрольные разборки выявили приработочные следы по контакту сопряженных деталей в приводе плунжера (по боковой и нижней поверхностям толкателя, в подшипнике промежуточной втулки, на нижнем торце плунжера), а также по боковым поверхностям плунжера. В процессе работы нагрева насоса не обнаружено, ударов, свидетельствующих о разрывах кинематических связей, не прослушивалось.

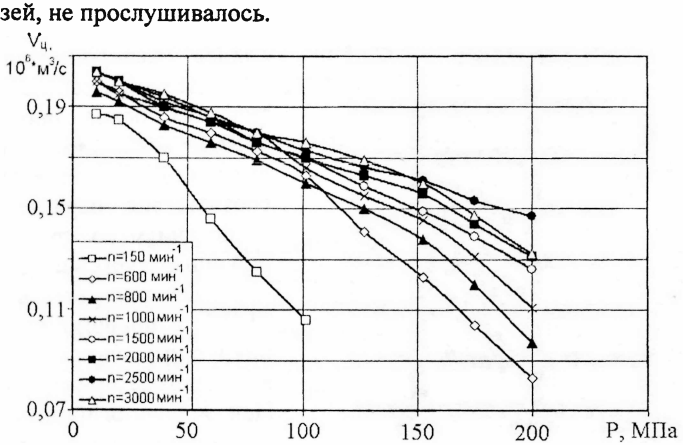


Рис. 13. Гидравлическая характеристика ТНВД МГТУ им. Н.Э. Баумана.

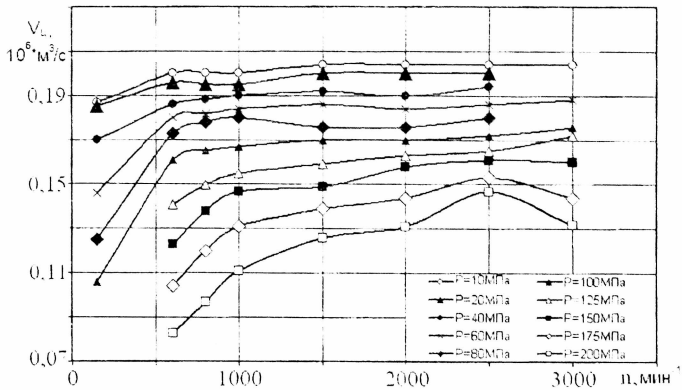


Рис. 14. Зависимость объемной цикловой производительности ТНВД МГТУ им. Н.Э. Баумана от частоты вращения его вала при различных давлениях подачи.

ВЫВОДЫ.

1. Полученные в диссертации соотношения для расчета утечек в прецизионных парах, для расчета гидродинамической силы сопротивления в прецизионной паре, для оценки производительности ТНВД за счет дросселирования на всасывании позволяют повысить точность расчета топливоподачи применительно к современным топливным системам, работающим с высоким давлением впрыскивания.

2. Результаты проведенной в работе численной оптимизации различных схем электроуправляемых форсунок позволяют произвести качественную оценку и выбор схемы форсунки при проектировании топливных систем с электронным управлением.

3. Для топливных систем с низким давлением впрыскивания, в частности, для систем с непосредственным впрыскиванием бензина, перспективны электромеханические форсунки.

4. Для дизельных систем CR наибольший интерес представляют ЭГФ с дроссельным управлением, с отрицательными обратными связями по подъему иглы, ЭГФ с двухзатворными гидравлически разгруженными клапанами в качестве управляющего элемента. Перспективны схемы ЭГФ со следящими системами привода иглы.

5. Разработанные в диссертации теоретические основы проектирования ТНВД для систем CR позволяют решить основные задачи при создании ТНВД CR: выбрать конструктивную схему и базовые технические решения (число, расположение плунжерных секций, тип привода), определить основные размеры насосной секции, обеспечить работоспособность привода плун-

жера ТНВД при высоких давлениях подачи (до 200 МПа), обеспечить функционирование ТНВД с учетом ограничительных параметров (наполнение плунжерных полостей, работоспособность привода плунжера, нагнетательных клапанов, оптимальные значения давления впрыскивания в поле режимов дизеля).

6. Испытания опытных вариантов ТНВД, спроектированных с учетом разработанных в диссертации теоретических основ показали, что:

- Гидравлические характеристики соответствуют характеру протекания для насосов объемного типа и удовлетворяют требованиям со стороны топливной аппаратуры.
- Дросселирование на всасывании – действенный и экономичный способ регулировании производительности ТНВД.
- Обеспечивается возможность управления производительностью.
- Обеспечивается работоспособность ТНВД на самых тяжелых режимах работы ($n = 3000$ мин$^{-1}$, $P = 200$ МПа) при смазывании привода плунжеров дизельным топливом.
- Имеются резервы для дальнейшего совершенствования конструкции ТНВД, в первую очередь, технологические.

Основное содержание диссертации отражено в следующих публикациях:

1. Опытная система Common-Rail для тракторного дизеля двигателей / А.В. Неговора, И.И. Габитов, Р.М. Баширов, Л.В.Грехов, В.В. Фонов // Актуальные вопросы создания топливоподающих систем транспортных дизелей: Матер. науч.-техн. конф., посв. 30-летию ЯЗДА – Ярославль, 2002. – С.84-86.

2. Грехов Л.В., Фонов В.В., Рогов В.С. Анализ конструкций электрогидравлических форсунок для аккумуляторных топливных систем COMMON RAIL // Известия вузов. Машиностроение. – 2003. – №10. – С. 33-37.

3. Фонов В.В., Кузнецов П.И., Мордвинов Н.А. Проблемы создания аккумуляторной системы топливоподачи с электронным управлением для малотоксичного дизеля // Автомобильный транспорт в 21 веке: Сборник научных статей Международной научно-технической конференции. – Нижний Новгород, 2003. – С. 271.