

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени
Государственный Технический Университет им. Н. Э. Баумана

Факультет
Энергомашиностроение

Кафедра Поршневые двигатели

РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовому проекту на тему:

Топливная аппаратура для тепловозного дизеля мощностью 1500 кВт,
номинальный $g_e=208$ г/кВт*ч, $n=750$ об/мин.

Студент Шатков П. В. (_____) Группа Э2-11

Руководитель проекта Грехов Л.В. (_____)

2005 г.

СОДЕРЖАНИЕ:

1. Техническое задание.....
2. Описание задачи. Результаты изучения научной
литературы по теме. Выбор принципиальной схемы
топливной аппаратуры.....
3. Расчет и оптимизация рабочего процесса. Обоснование
требований к ТПА.....
4. Оптимизация и доводка конструкции ТПА.....
5. Схема и описание ТПА, варианты конструкции ТПА.....
6. Приложения.....

1. Техническое задание

Министерство образования Российской Федерации
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Задание

На курсовой проект по дисциплине ТПА
Студент Шатков П. В. Гр. Э2-111
Руководитель Грехов Л.В.

Время консультаций: понедельник 14-00; среде 17-25

Тема: Топливная аппаратура для тепловозного дизеля мощностью 1550 кВт, $g_d=2.44$ г
Номинальный $g_e=208$ г/кВт·ч, $n = 750$ об/мин, нормы токсичности уровня Euro mot.

Некоторые технические требования в двигателю и ТПА:

максимальная преемственность новой ТПА и существующей ТПА дизеля Д50,
возможность изготовления разработанной ТПА на существующем оборудовании,
максимальная простота изготовления.

Обязательный объем проекта:

- а) графический
- общий вид ТНВД
 - узел в сборе: клапан
 - рабочие чертежи 2-х сопряженных деталей из этого узла: клапан + втулка
- б) расчеты и тексты в записке:
- описание задачи, результаты изучения науч.-техн. литературы по теме, описание ТПА, схема топл. Системы
 - описание разработанных узлов
 - оптимизация рабочего процесса с использованием программного комплекса Дизель-РК (по диаметру и числу сопловых отверстий, УОВ и продолжительности топливоподачи) и формулировка требований к ТПА
 - расчетная оптимизация конструкции ТПА, иллюстрации процесса доводки ТПА, варианты ТПА, результаты исследования конечного варианта (отработка клапана, кулачка и др. параметров ТНВД)

Рекомендованная литература:

1. ДВС. Системы... ПикДВС. 1985 // под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова
2. То же – другие три тома
3. Иващенко Н.А. и др. Дизельные топливные системы с электронным управлением, Барнаул, 2000
4. Журнальные статьи – см. Реферативный журнал ДВС 1997-2001
5. Баширов, Габитов, Марков, Токсичность дизелей, Уфа, 2000
6. Описание двигателя Д50

2. Описание задачи. Результаты изучения научной литературы по теме. Выбор принципиальной схемы топливной аппаратуры.

2.1. Постановка задачи.

Критериями совершенства топливоподачи являются показатели экономичности, мощности и шумности работы, динамичности транспортного средства, надежности пуска; выбросов ВВ с ОГ; коэффициент приспособляемости; соблюдение ограничений по давлению в цилиндре, жесткости сгорания, тепловым нагрузкам, температуре газов перед турбиной.

Необходимо спроектировать топливоподающую аппаратуру, которая позволяла бы:

- гибко регулировать цикловую подачу в соответствии с заданным скоростным режимом двигателя; обеспечивала бы необходимую внешнюю скоростную характеристику двигателя (не обязательно жестко заданной);
- обеспечивала бы минимальную неравномерность подачи по цилиндрам или, напротив, оптимальную неравномерность подачи и УОВ для каждого цилиндра в соответствии с его особенностями конструкции, изготовления и текущего технического состояния;
- оптимальное регулирование УОВ в соответствии с режимом работы;
- автоматизация пуска, необходимое обогащение при пуске, выключение подачи топлива на принудительном холостом ходу, регулирование на переходных режимах;
- отключение цилиндров и циклов на частичных режимах;

Современные нормы выброса вредных веществ не могут быть выполнены только регулировками или изменением конструктивных или режимных параметров дизеля, т.к. их соблюдение представляет собой противоречивую задачу. Уложиться в нормы выброса ВВ позволяют ТПА с увеличенным давлением впрыска. Однако при этом не следует максимально сокращать продолжительность впрыска т.к. минимум выбросов NOx при минимуме расхода топлива достигается при оптимальной продолжительности впрыска (Рис. 1).

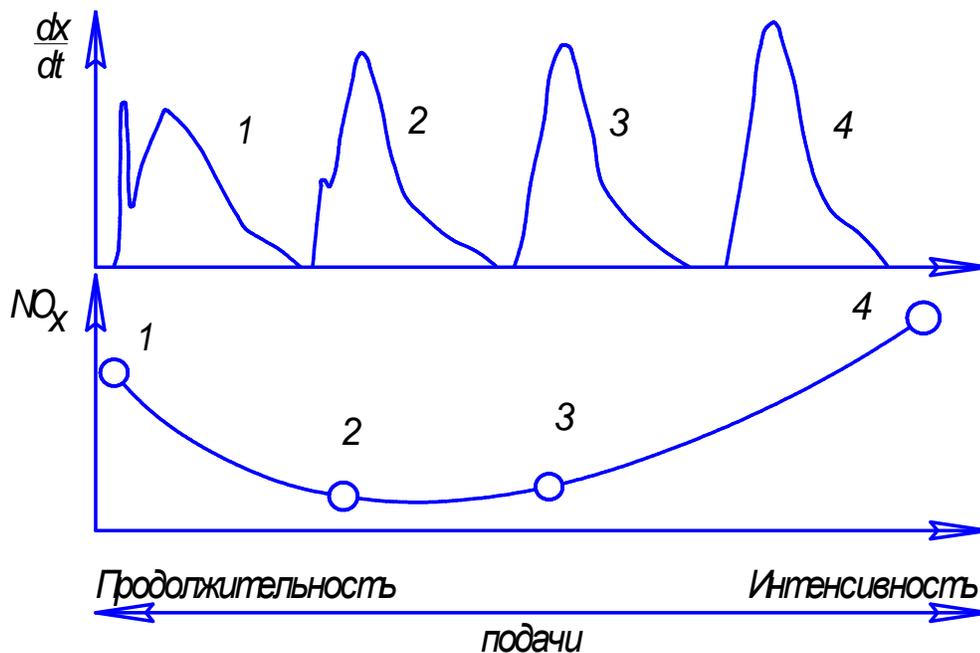


Рис.1. Закон тепловыделения и эмиссия оксидов азота в функции объемной интенсивности подачи а быстроходном дизеле.

Другим требованием с ТПА является использование гибкого, а, следовательно, электронного управления топливоподачей.

Дополнительными требованиями к системе топливоподачи стоит максимальная преимственность новой и существующей ТПА, возможность изготовления разработанной ТПА на существующем оборудовании ОАО "Пензадизельмаш", максимальная простота изготовления.

2.2. Варианты топливных систем.

2.2.1 Насос-форсунка

В этом устройстве системы ТНВД и форсунки объединены в единый узел. Достоинства насос-форсунок:

- высокое давление впрыскивания за счет минимизации объемов сжимаемого топлива,
- отсутствие подвпрыска,
- уменьшение номенклатуры деталей,
- резкая отсечка подачи,
- меньшее закоксовывание и больший ресурс распылителя
- меньшие затраты мощности
- снижение запаздывания впрыска относительно нагнетания плунжера, что уменьшает разброс УОВ по частотам и уменьшает потребный диапазон регулирования.

Насос-форсунки обеспечивают более пологий передний фронт характеристики впрыска, и более резкий задний (см. рис. 2). Это способствует снижению жесткости сгорания, шумности, выбросов NOx, получению крупных капель в конце впрыска, снижению сажеобразования.

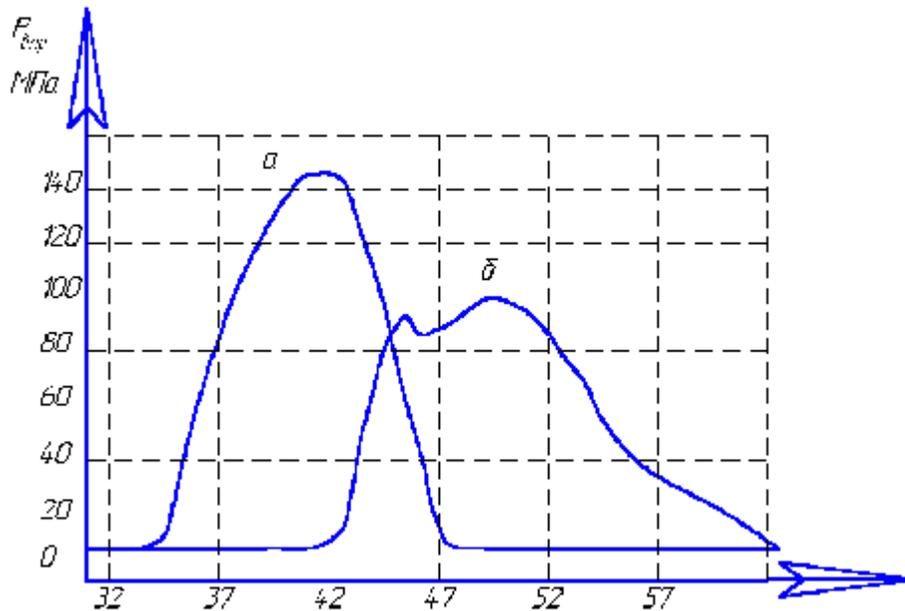


Рис. 2. Давление впрыска для различных систем ТПА: а – насос-форсунка, б- ТПА с трубопроводом и каналом форсунки 580 мм.

Однако у насос-форсунок имеется ряд недостатков, главные из которых:

- резкое усложнение компоновки головки,
- увеличенный диаметр форсуночной части
- большое снижение давления впрыска на частичных режимах работы
- усложненные и менее точные условия регулировки равномерности подачи по цилиндрам.

2.2.2. Распределительные ТНВД типа VE

Насосы распределительного типа получили наибольшее распространение в топливных системах легковых дизелей в конце прошлого столетия. Они производятся фирмой BOSCH, а также выпускаются по лицензии компаниями DIESEL KIKI и NIPPON DENSO. ТНВД этого типа объединяют в себе шиберный подкачивающий насос низкого давления и единый для всех цилиндров нагнетающий элемент высокого давления.



Рис.3. ТНВД типа VE фирмы R.Bosch

Подкачивающий насос подает топливо из бака в надплунжерную область нагнетающего насоса. Плунжер, выполняя возвратно-поступательные движения, создает большое давление топлива, а поворачиваясь, распределяет его по цилиндрам. Привод плунжера осуществляется за счет его контакта с кулачковой шайбой, которая имеет выступы по числу цилиндров двигателя. Продолжительность впрыска изменяется с помощью специального дозирующего кольца, находящегося на плунжере и связанного с педалью акселератора через систему рычагов. В нынешних модификациях подобных насосов многорычажная система управления дозирующим кольцом заменена на электронный дозатор топлива.

2.2.3 Роторные распределительные ТНВД типа VR с радиальным движением плунжеров.

Насосы серии VR - это устройства, выполняющие все требования, предъявляемые к топливной системе современного дизеля. Они создают значительно более высокое давление впрыска топлива, нежели насосы типа VE и обеспечивают выполнение действующих нормативов, регламентирующих токсичность выхлопа.



Рис 4. ТНВД типа VR

Такие ТНВД устанавливаются на современные высокооборотные двигатели.

Как и в предыдущем случае, топливо засасывается из бака при помощи шибера подкачивающего насоса. Его ротор установлен на общем приводном валу насоса высокого давления. Далее топливо по каналам в теле насоса поступает к одному из важнейших узлов всего устройства - клапану регулирования внутреннего давления. Попадая в контур высокого давления насоса, топливо при помощи радиально расположенных плунжеров сжимается до давления впрыска, которое может достигать 1000 бар.

Дозирование топлива в ТНВД подобного типа осуществляется при помощи электромагнитного клапана, который открывается по сигналу блока управления.

2.2.4 Аккумуляторная топливная система с электронным управлением Common Rail.

Топливные системы с аккумуляторным впрыском обычно включают топливный насос высокого давления (ТНВД), нагнетающий топливо в аккумулятор, специальный распределитель и форсунку. Принципиальное отличие этих систем от непосредственного впрыска состоит в том, что топливо поступает в камеру сгорания не непосредственно из насоса высокого давления, а из аккумулятора.

ТНВД предназначены для нагнетания топлива в баллоны. Число секций топливного насоса не зависит от количества цилиндров двигателя и может быть различным. Как правило, число секций насоса составляет 2 – 3 и реже 4. Работа насоса обычно не синхронизируется с работой двигателя, так как ни число оборотов его, ни производительность насоса, ни фазы его рабочего процесса не обуславливаются работой самого двигателя. Толкатели этих насосов получают движение от эксцентриков или кулачков валов, связанных кинематически с коленчатым валом. Насосы могут быть регулируемые или не регулируемые. В последнем случае на аккумуляторе устанавливаются редукционные клапаны, которые выполняют функции регуляторов давления.

Баллоны служат для аккумуляции топлива, нагнетаемого насосами системы. Давление в баллонах должно быть достаточным для обеспечения качественного распыливания топлива, подаваемого форсунками в камеру сгорания. По конструктивному оформлению баллоны представляют собой толстостенные сосуды, оборудованные необходимой арматурой. Они не только собирают топливо, но и гасят колебания топлива, возникающие в процессе работы системы, а также сглаживают пульсации работы топливных насосов.

Аккумуляторные топливные системы имеют ряд преимуществ перед обычными системами впрыска топлива, которые сводятся к следующему.

1. Показатели впрыска аккумуляторных топливных систем мало зависят от скоростного режима работы двигателя, благодаря этому обеспечивается качественное распыливание и устойчивая работа двигателя на малых оборотах. В этом основное их преимущество перед другими системами.

2. Они обеспечивают получение высоких давлений впрыска и облегчают борьбу с нежелательными повторными впрысками.

3. Наличие значительных давлений топлива в аккумуляторе облегчает запуск двигателя.

4. Топливные насосы высокого давления более просты по сравнению с системами непосредственного впрыска. При применении аккумуляторов большой емкости число оборотов вала насоса и число плунжерных элементов может быть больше числа оборотов коленчатого вала и числа цилиндров двигателя, что позволяет осуществить большие цикловые

подачи при сравнительно малых размерах плунжерных пар, а, следовательно, без применения громоздких приводов.

5. Число рабочих плунжеров этих насосов не связано с числом цилиндров и может быть сведено даже к одному. Подача топлива плунжерами не связана по фазам с рабочим процессом двигателя, поэтому не регулируется.

2.2.5 ТНВД с клапанным управлением.

Эти ТНВД не имеют привычной рейки, механизма поворота плунжера, в плунжер лишен усложненной золотниковой части. В такой ТПА используется обычная форсунка, сохраняются приёмы обслуживания и регулировки. В отличие от ТНВД с дросселированием топлива на линии нагнетания, здесь нет потерь топлива во время впрыска, впрыск начинается энергично, имеется четкая отсечка, а способ регулирования не снижает давления впрыска и оставляет возможным индивидуальную подачу в зависимости от теплового и, возможно, технического состояния цилиндра.

ТПА с подобным ТНВД обеспечивают быстрое, точное управление в широких пределах изменения параметров, включая и характеристику впрыска.

2.2.6. Выбор принципиальной схемы топливной аппаратуры.

2.3

Поскольку одним из важнейших требований к разрабатываемой топливной аппаратуре стоит обеспечение максимальной преемственности новой и существующей ТПА, а также возможность изготовления разработанной ТПА на существующем оборудовании и максимальная простота изготовления, принимаем тип ТПА - ТНВД с клапаном управления сливом. Применение данной ТПА возможно без замены существующей форсунки и трубопроводов линии высокого давления. А, следовательно, без изменения конструкции привычной головки блока цилиндров и компоновочных решений. Также ТНВД с электроуправляемым сливом возможно сделать на базе существующего рядного ТНВД.

3. Расчет и оптимизация рабочего процесса. Постановка требований к ТПА.

3.1. Расчет и оптимизация рабочего процесса.

Исследования проводились методом численного эксперимента при помощи программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК, разработанного в МГТУ им. Баумана.

Программа ДИЗЕЛЬ-РК загружена с сайта: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru> и использовалась в режиме удаленного доступа через ИНТЕРНЕТ.

Целью настоящего исследования является параметров двигателя.

Задачами данного этапа работ являются:

- определение оптимальной продолжительности впрыска, и давления впрыска;
- определение оптимального угла опережения впрыска,
- оптимизация распылителя по числу и диаметру сопловых отверстий.

Техническая характеристика двигателя:

Таблица 1.

<i>КШМ, поршень, крышка цилиндра</i>	
Обозначение двигателя	6ЧН 31,8/33
Диаметр цилиндра , D[мм]	318
Ход поршня, S[мм]	330
Длина шатуна [мм]	710
Число цилиндров двигателя	6
Степень сжатия	12,6
Материал поршня	Алюминий
Материал крышки цилиндра	Чугун

<i>Режимные параметры</i>	
Режим	Номинальный
Частота вращения коленчатого вала, [1/мин]	750
Коэффициент избытка воздуха при сгорании	1.72
Угол опережения впрыска	14
Степень повышения давления в компрессоре	2.2

В процессе оптимизации необходимо добиться следующих параметров двигателя:

- мощность не меньшая чем ($N_e \geq 1550$ кВт),
- удельный расход топлива равный или меньший чем у оригинала $g_e \leq 208$ г/кВт·ч),
- обеспечение двигателем по выбросу вредных веществ нормы EuroMot
(Эмиссия NOx приведенная к NO₂ меньше 7,8 г/кВт·ч; Эмиссия твердых частиц менее 0,28 г/кВт·ч),
- ограничение по максимальному давлению цикла $P_z \leq 90$ бар

3.1.1 Определение оптимальной продолжительности впрыска, и давления впрыска

Были построены зависимости следующих величин от исследуемого параметра:

- максимальное давление цикла
- максимальное давление впрыска

Результаты одномерного сканирования представлены на рисунках 5 и 6.

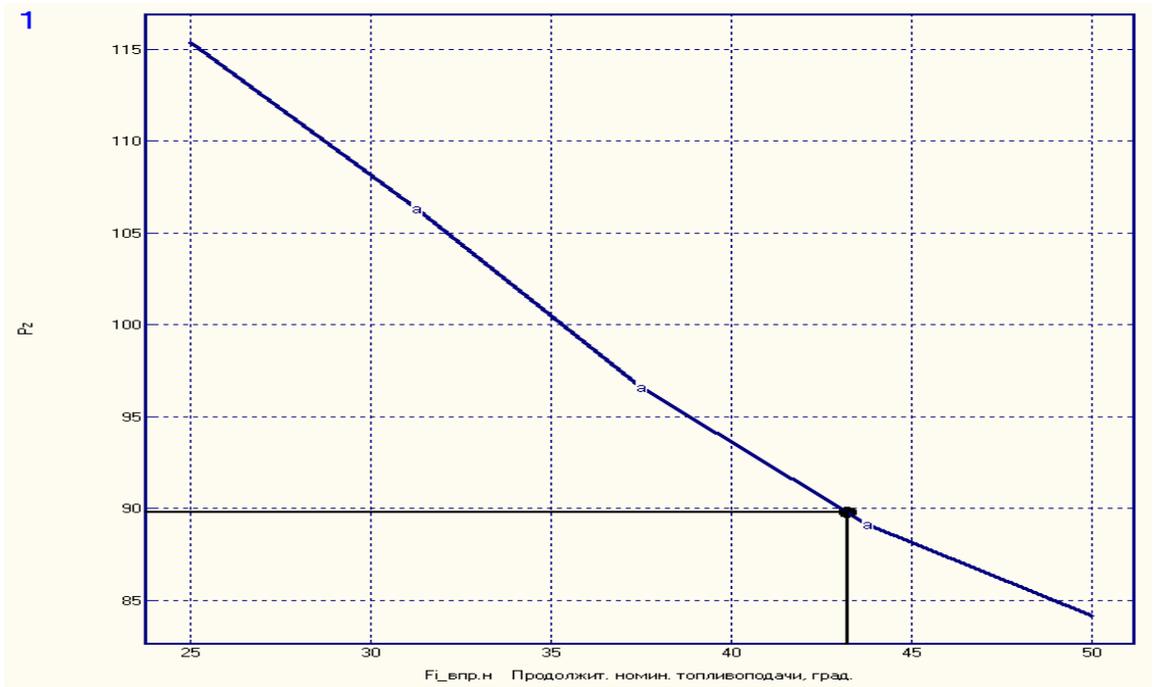


Рис. 5. Зависимость максимального давления цикла P_z от продолжительности топливоподачи

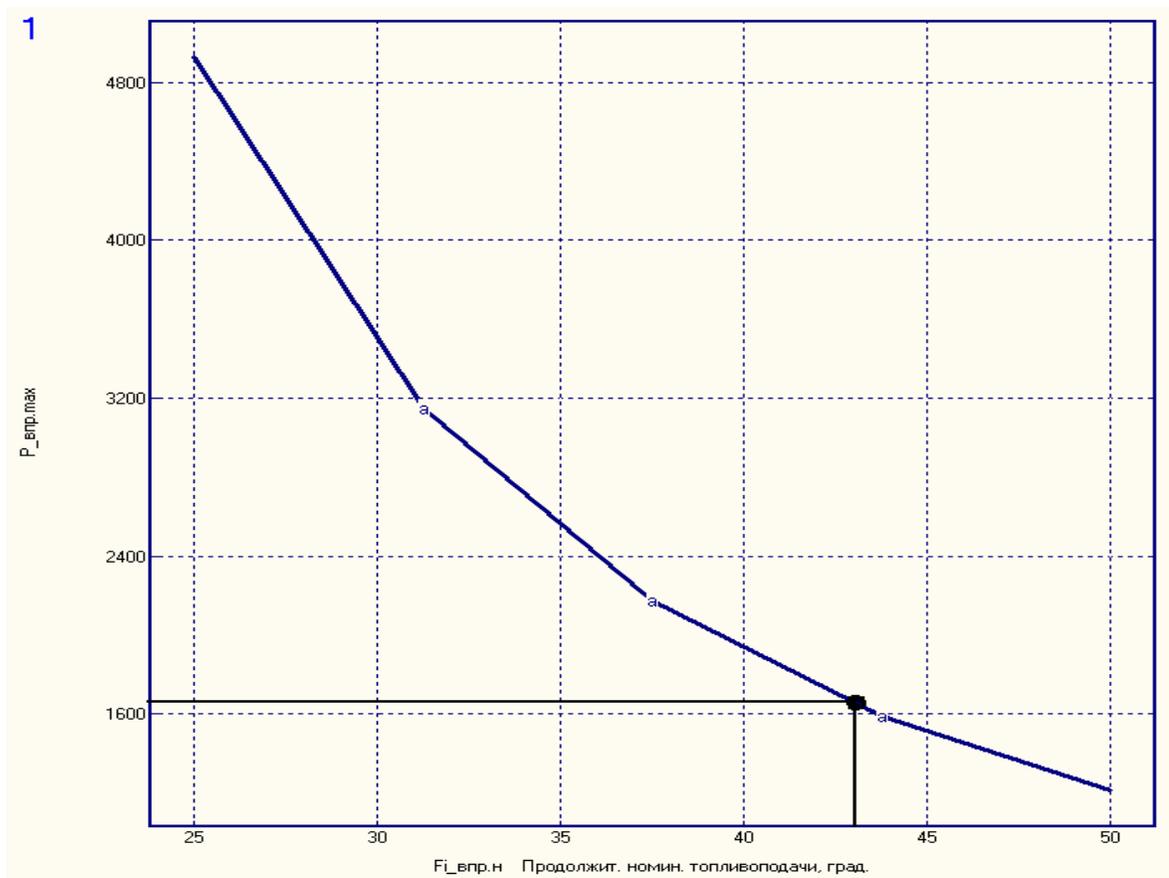


Рис. 6. Зависимость максимального давления впрыска от продолжительности топливоподачи

Принимаем продолжительность впрыска равной 43 градуса УКК.

3.1.2 Определение оптимального угла опережения впрыска

Были построены зависимости следующих величин от исследуемого параметра:

- мощность
- максимальное давление цикла
- эмиссия твердых частиц

Результаты одномерного сканирования представлены на рисунках 7 и 8.

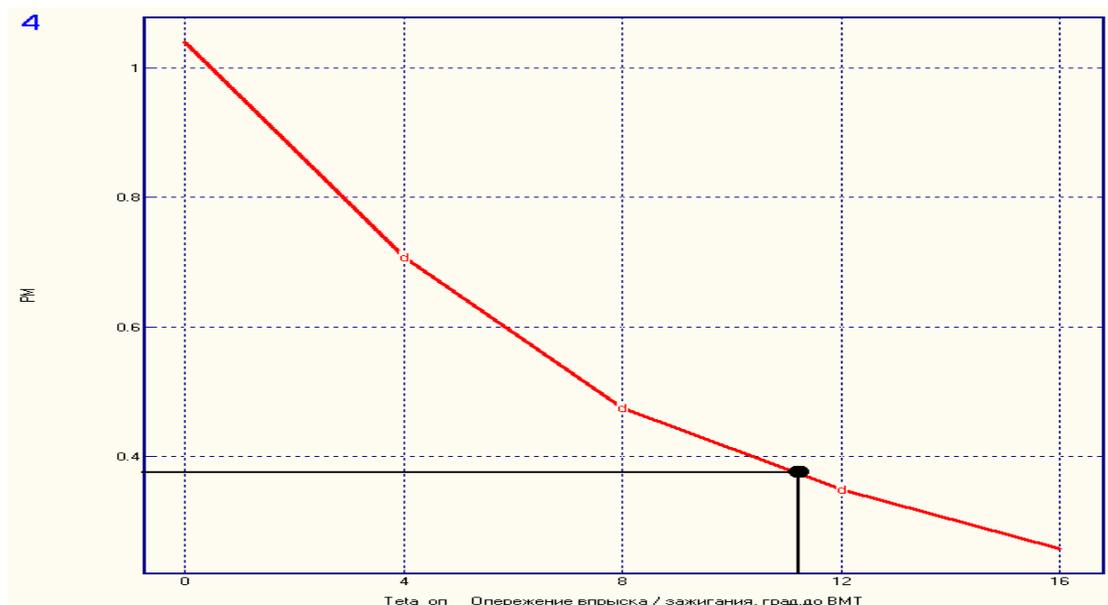


Рис. 7. Зависимость эмиссии твердых частиц от угла опережения впрыска

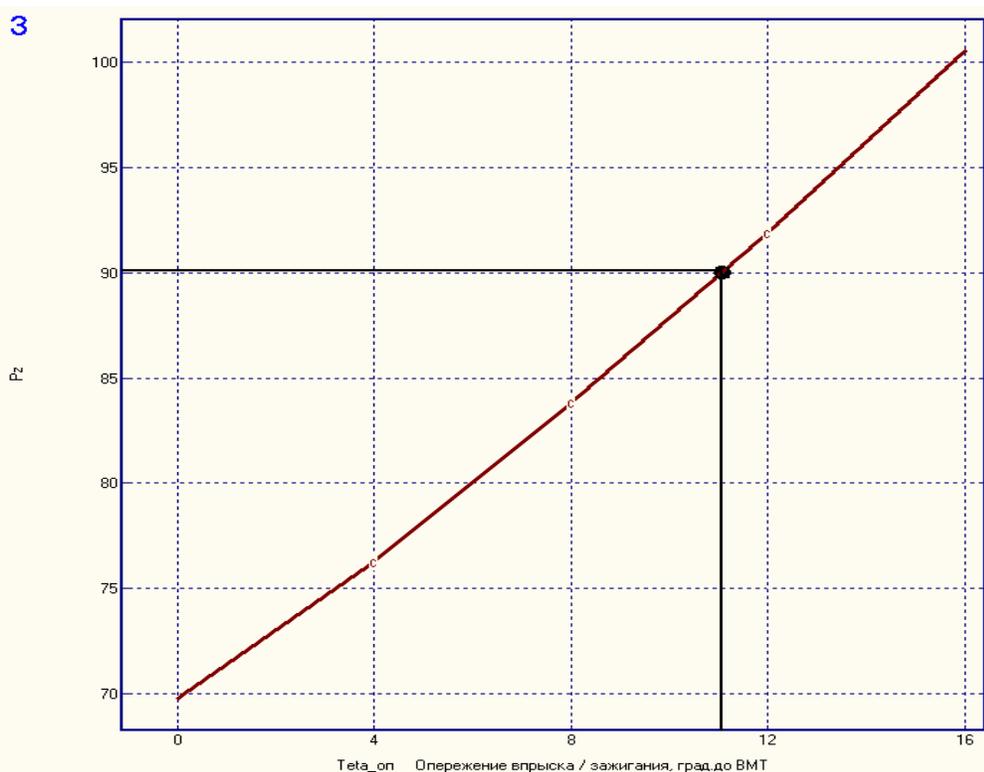


Рис. 8. Зависимость максимального давления цикла от угла опережения впрыска

Принимаем УОВ, равный 11 град.

3.1.3. Оптимизация распылителя по числу и диаметру сопловых отверстий.

Для выполнения этого расчета было выполнено двумерное сканирование. Были построены зависимости следующих величин от исследуемого параметра:

- удельный эффективный расход топлива
- эмиссия оксидов азота
- максимальное давление цикла

Результаты сканирования представлены на рисунках 9 и 10.

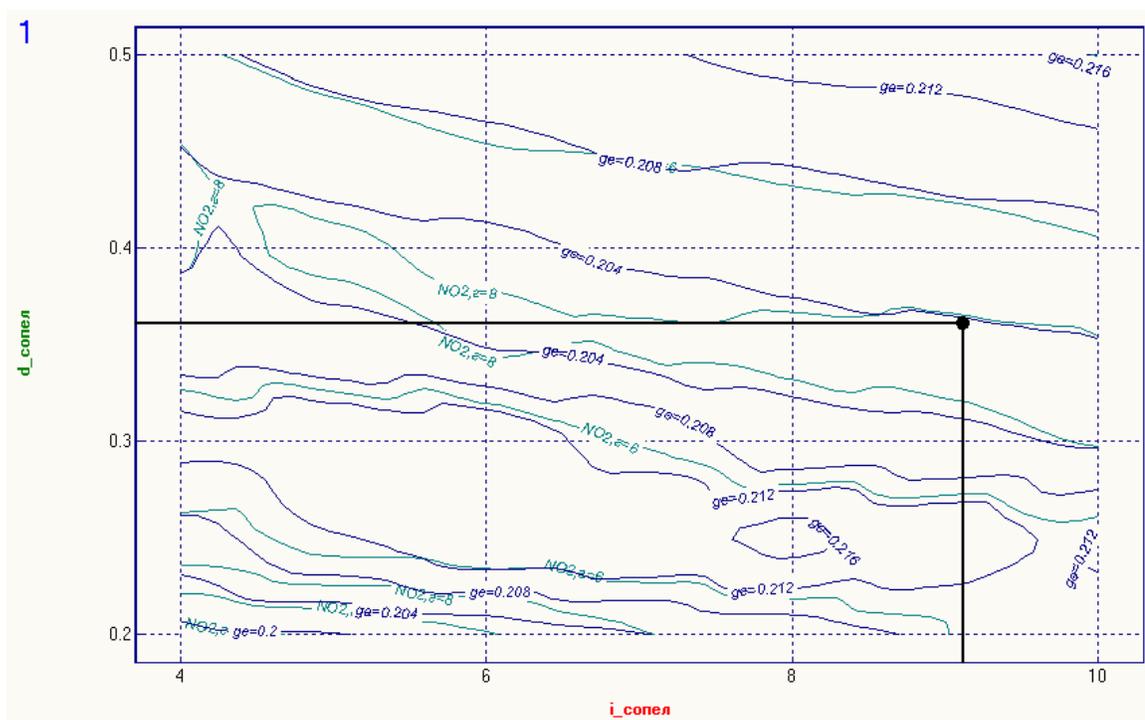


Рис. 9. Зависимость удельного эффективного расхода топлива и эмиссии оксидов азота от числа и диаметра сопловых отверстий

Принимаем заводские параметры распылителя. $i_{сопел} = 9$; $d_{сопел} = 0.36$ мм.

Рассчитанные параметры рабочего процесса двигателя показаны в приложении 1.

3.2. Формулировка требований к ТПА.

Таким образом, исходя из исследования рабочего процесса, формулируем следующие требования к топливоподающей аппаратуре.

ТПА должна обеспечивать цикловую подачу $g_{ц} = 2.4404$ грамма на номинальном режиме.

Максимальное давление впрыска не меньше 1437.2 бар, при девяти сопловых отверстиях в распылителе, диаметром 0.36 мм.

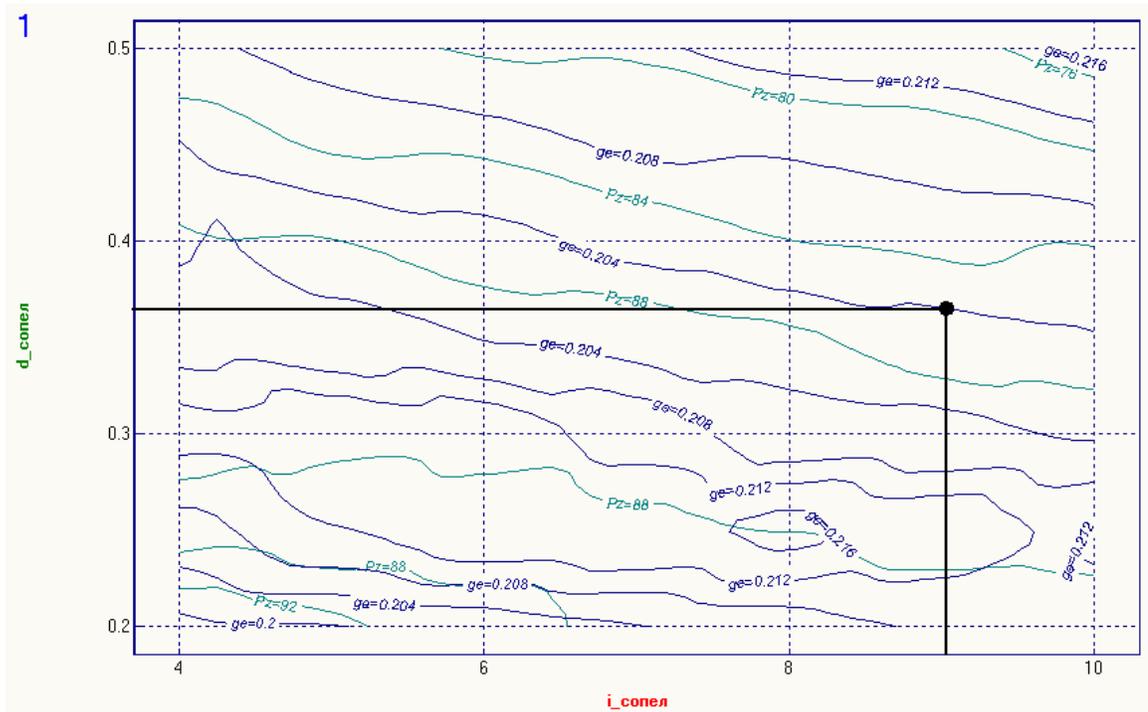


Рис. 10. Зависимость удельного эффективного расхода топлива давления впрыска и P_z от числа и диаметра сопловых отверстий

4. Оптимизация и доводка конструкции ТПА.

Согласно ранее сформулированным требованиям новая ТПА должна обеспечивать гораздо более высокие давления впрыска, чем штатная (145 МПа вместо 105 МПа). Рассмотрим возможности повышения давления впрыска.

Оптимизация проводилась методом численного эксперимента при помощи программного комплекса ВПРЫСК (INJECT), разработанного в МГТУ им. Баумана.

4.1. Изменение профиля кулачка.

К недостаткам штатного кулачка с современных позиций можно отнести отсутствие участка постоянной скорости на диаграмме $h_{пл} = f(\varphi_{кул})$. С другой стороны это обстоятельство можно использовать для целей стабилизации давления впрыска при различных частотах вращения дизеля.

С учетом трудоемкости изменения производства сложного кулачка и неэффективности мероприятия, от этого решения целесообразно отказаться.

4.2. Наличие нагнетательного клапана

В реализованных ТНВД западных фирмах нагнетательный клапан имеется, но чаще отсутствует. Наличие этого элемента повышает давление впрыска, улучшает наполнение плунжерной полости, однако становится

возможным такое вредное явление как подвпрыск. Ввиду неоправданного усложнения, от этого решения целесообразно отказаться.

4.3 Пересмотр диаметра плунжера

Увеличение диаметра плунжера – самый популярный способ интенсификации впрыска.

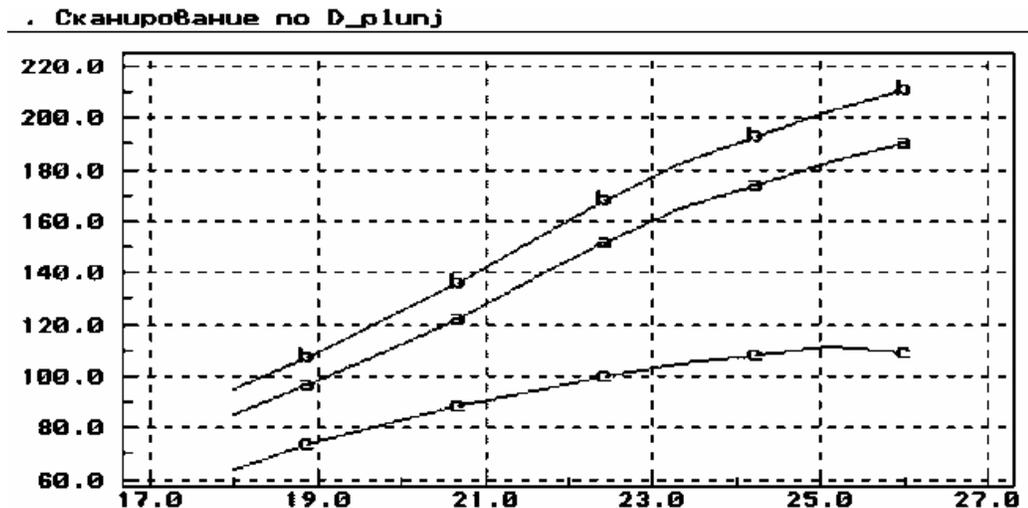


Рис. 11. Зависимость давлений (а – впрыска, максимального, b – перед форсункой, c – впрыска, среднего) в МПа от диаметра плунжера в мм.

Как показывает практика конструирования, выбор диаметра плунжера на основании обеспечения заданной производительности не обеспечивает современных давлений впрыска. Кроме того, выбранный способ управления ТНВД требует запаса производительности при попытке изменения опережения в значительном диапазоне. Влияние диаметра плунжера иллюстрируется на рис. 11. Принимаем плунжер диаметра 22 мм. Данный диаметр плунжера обеспечит приемлемые давления впрыска (145 МПа), и, вместе с тем, остаётся возможность разместить секции ТНВД в существующем корпусе.

4.4 Оптимизация внутреннего диаметра трубопровода ЛВД.

Внутренний диаметр трубопровода сильно влияет на давление впрыска, что хорошо иллюстрируется графиком на рисунке 12.

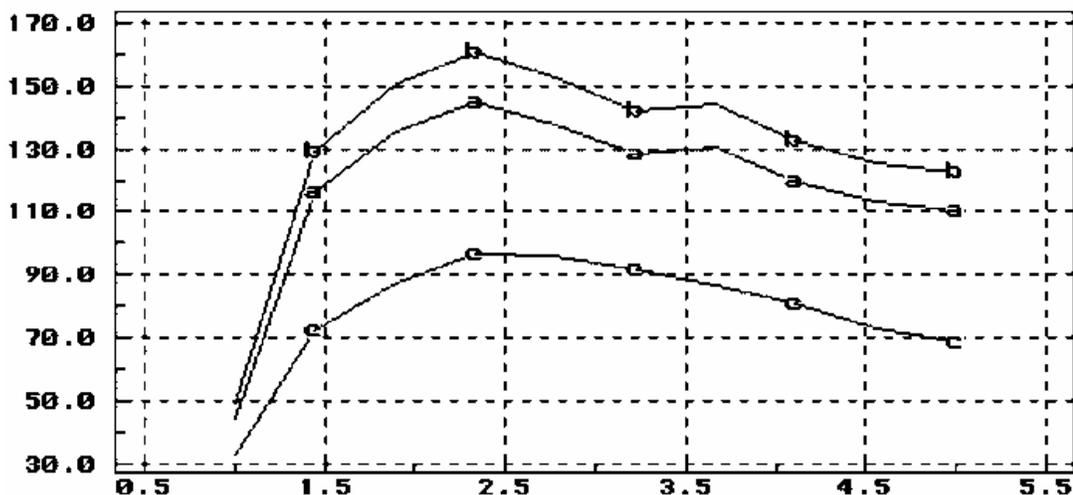


Рис. 12. Зависимость давлений (а – впрыска, максимального, b – перед форсункой, с – впрыска, среднего) в МПа от внутреннего диаметра трубопровода ЛВД в мм

С одной стороны при больших диаметрах ЛВД увеличивается мертвый объем всей ЛВД, а как следствие, подает давление впрыска. С другой стороны при слишком маленьком диаметре трубопровода силы граничного трения будут сильно снижать давление впрыска. Из рисунка 12 видно, что оптимальный диаметр трубопровода равен 2,4 мм.

4.5 Исследование влияния длины трубопровода ЛВД

Зависимость давлений от общей длины ЛВД показана на рисунке 13.

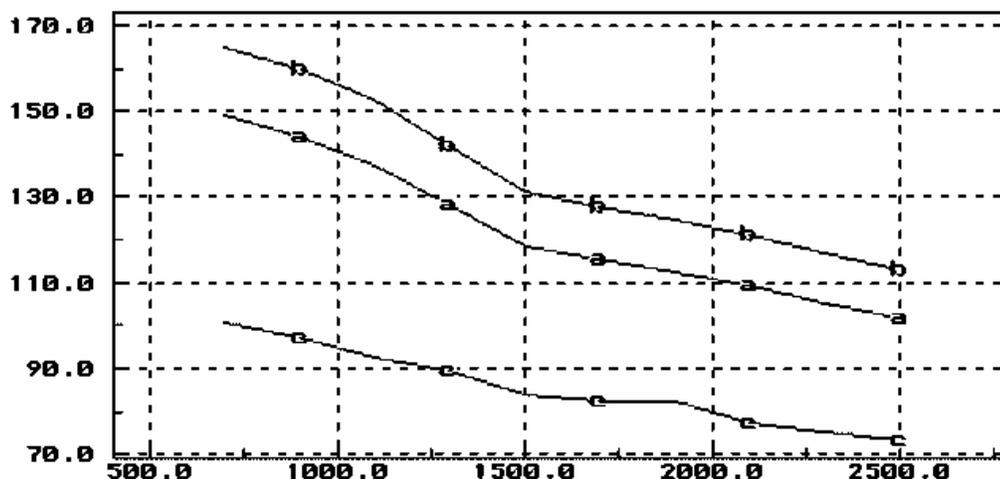


Рис. 13. Зависимость давлений (а – впрыска, максимального, b – перед форсункой, с – впрыска, среднего) в МПа от длины ЛВД в мм

Очевидна необходимость снижать длину линии высокого давления, однако на практике она определяется компоновочными соображениями.

Принимаем длину ЛВД равной штатной длине, 870 мм.

4.6 Давление начала впрыска

Предварительная затяжка пружины форсунки способствует интенсификации впрыска. Вместе с тем выше 30 МПа обычно $P_{ф0}$ не увеличивают: ускоряется износ конуса, страдает прочность распылителя, затрудняется пуск дизеля. В результате исследования $P_{ф0}$ в интервале 12...35 МПа большого значения этого фактора не обнаружено (рис. 14).

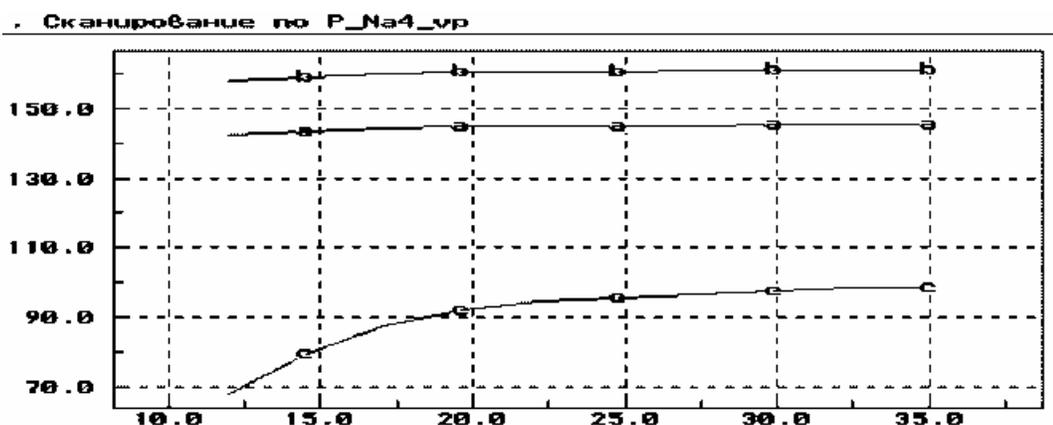


Рис. 14. Зависимость давлений (а – впрыска, максимального, б – перед форсункой, с – впрыска, среднего) в МПа от давления начала впрыска в МПа. Принимаем давление начала впрыска 22 МПа.

4.7 Затяжка и жесткость пружины электроуправляемого клапана, усилие электромагнита и масса подвижных частей клапана 22 и прочие параметры, влияющие на быстроходность клапана.

Эти параметры мало влияют на максимальные давления впрыскивания, что хорошо видно из графиков на рисунке 15. Существуют предельные значения некоторых параметров, при которых система ещё работает. Численно же эти параметры определяются из условия обеспечения быстродействия клапана.

К быстродействию клапана предъявляются повышенные требования, он должен срабатывать в обе стороны за время не более 0,15 мс. Для обеспечения этого быстродействия необходима гидравлическая разгруженность клапана, а также подбор параметров элементов, управляющих движением клапана. Принятые параметры:

- | | |
|--|-----------------------|
| - жесткость пружины клапана | 6,3 Н/мм |
| - предварительная её затяжка | 70 Н |
| - усилие электромагнита | 250 Н при ходе 0,3 мм |
| - масса клапана | 31 г |
| - ход клапана | 0,3 мм |
| - зазор между электромагнитом и якорем | 0,1 мм |

. Сканирование по C_ruij22

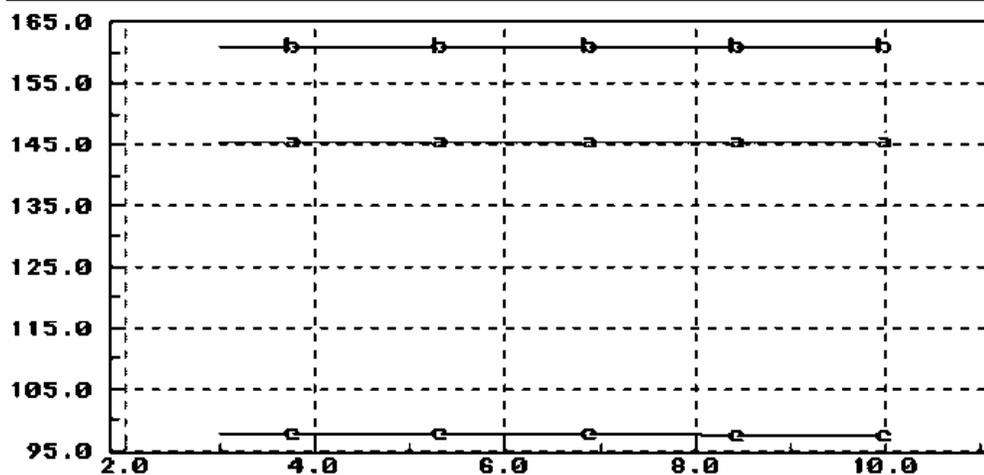


Рис. 15. Зависимость давлений (а – впрыска, максимального, b – перед форсункой) в МПа от жесткости пружины сливного механизма в Н/мм

. Сканирование по Zatag22

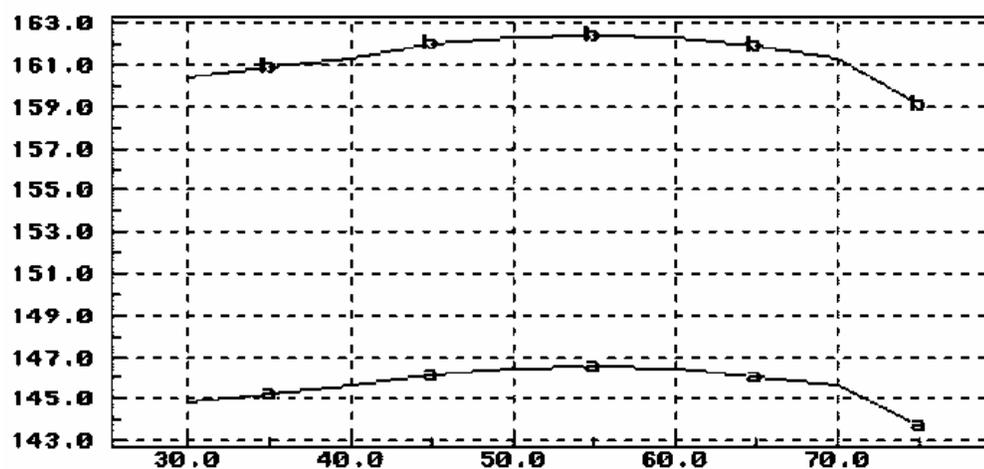


Рис. 16. Зависимость давлений (а – впрыска, максимального, b – перед форсункой) в МПа от усилия предварительной затяжки пружины клапана слива в Н

. Сканирование по Massa22

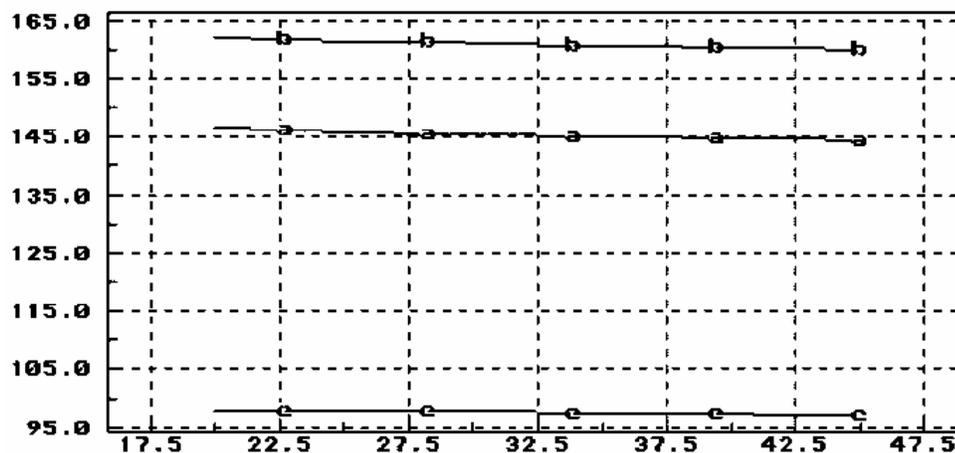


Рис. 17. Зависимость давлений (а – впрыска, максимального, b – перед форсункой) в МПа массы движущихся частей клапана 22 в г.

. Сканирование по Ход_22

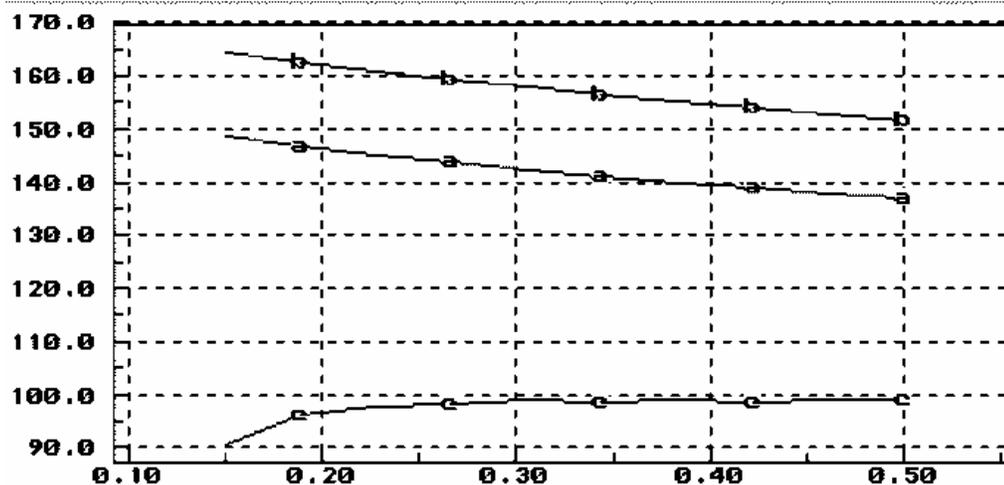


Рис. 18. Зависимость давлений (а – впрыска, максимального, б – перед форсункой, с – впрыска, среднего) в МПа от хода клапана 22 в мм.

Минимальный ход 0,1 мм

Принятый ход 0,3 мм

. Сканирование по Zaz_Jakr

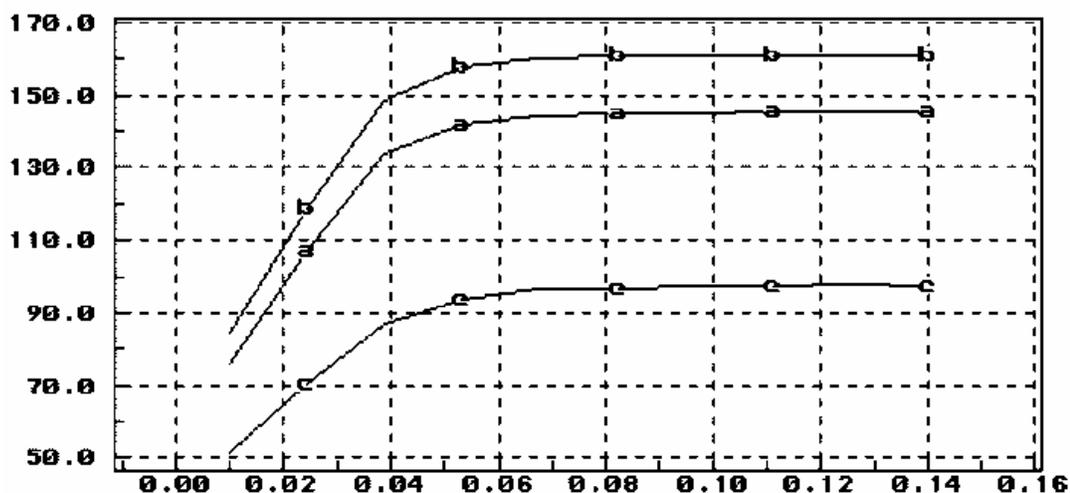


Рис. 19. Зависимость давлений (а – впрыска, максимального, б – перед форсункой, с – впрыска, среднего) в МПа зазора между электромагнитом и якорем в мм.

Минимальный зазор 0,03 мм

Принятый зазор 0,1 мм

5. Схема и описание ТПА, варианты конструкции ТПА

5.1. Схема и описание штатной ТПА.

Штатный ТНВД представляет собой классический ТНВД с управляющей топливной рейкой. Ей присущи многие недостатки этих систем: Давление и характеристика впрыска нежелательно меняются при изменении скоростного и нагрузочного режима работы, плохое распыливание на режимах холостого хода, при пуске. Имеются трудности обеспечения идентичности характеристик подачи по секциям.

Штатный ТНВД оборудован механическим регулятором и механической системой отключения секций насоса (рис 21).

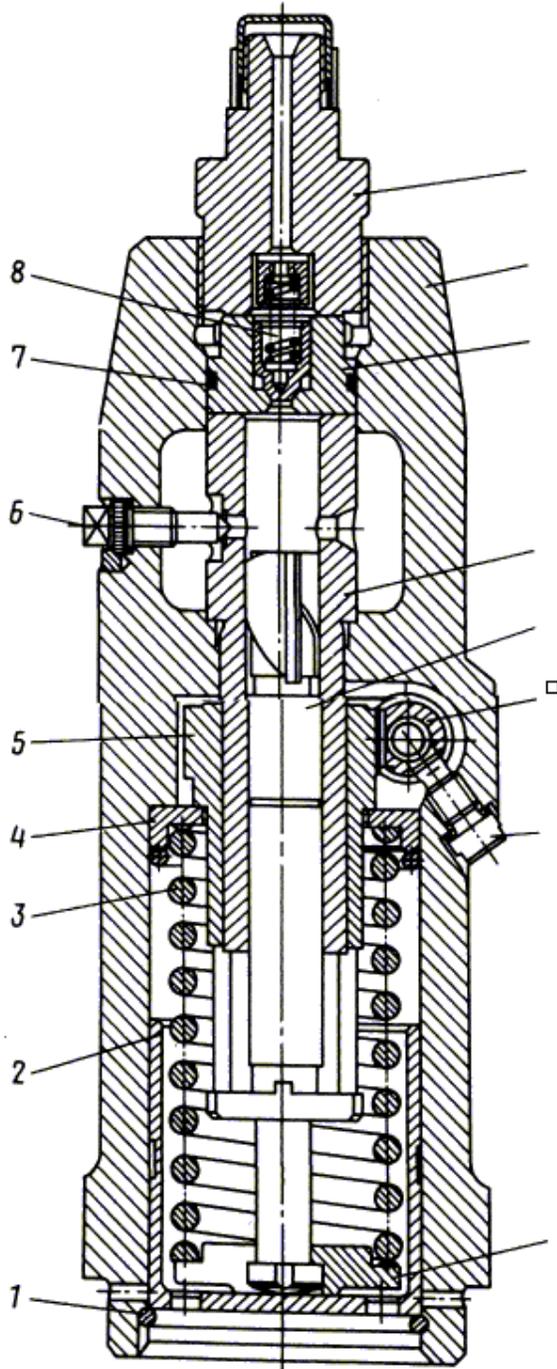


Рис 20. Секция штатного ТНВД

Секция данного ТНВД отличается от секции штатного ТНВД наличием электроуправляемого клапана 2. Клапан нормально открыт. Процесс подачи происходит так. Плунжер 1 поднимается из своего нижнего положения, и нагнетает топливо в полость высокого давления А (красный цвет). Однако в начале подачи клапан 2 открыт, и весь избыток топлива стравливается на слив (синий цвет). В определенный момент времени на электромагнит подаётся рабочее напряжение, и клапан втягиваясь отсекает полость А от полости Б. В полости А давление повышается и происходит впрыск. Через некоторое время электромагнит выключается, клапан под действием пружины открывается. Подача заканчивается.

Клапан является гидравлически разгруженным как по высокому, так и по низкому давлению. Для разгрузки клапана по низкому давлению сделан балансирующий канал 4, выравнивающий давления с обеих сторон клапана.

Данная система позволяет регулировать как угол опережения впрыска топлива (моментом включения электромагнита), так и цикловую подачу (временем, в течение которого клапан закрыт). Параметры подачи не жестко заданы, а могут меняться в зависимости от режима работы дизеля и от текущего теплового или даже технического состояния цилиндра.

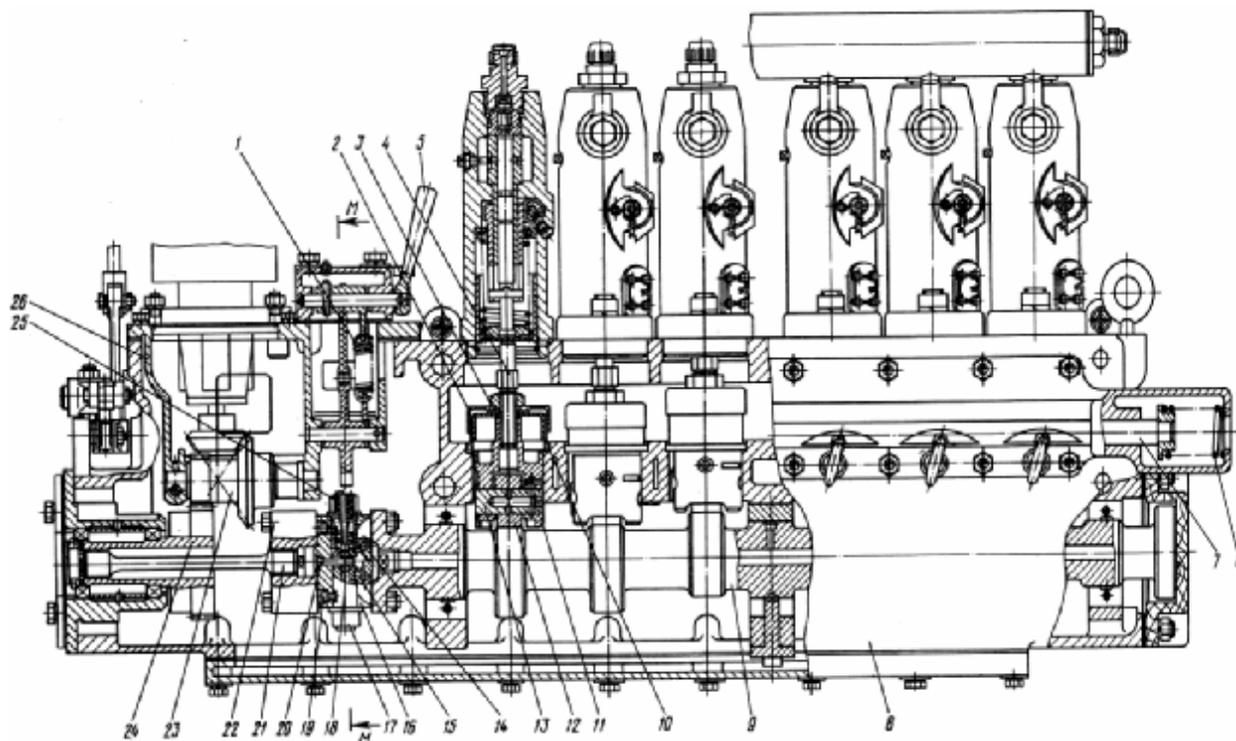


Рис 21. Штатный ТНВД.

5.2. Схема и описание вновь разработанной ТПА

На рисунке 22 представлена эскиз насосной секции с электроуправляемым клапаном слива.

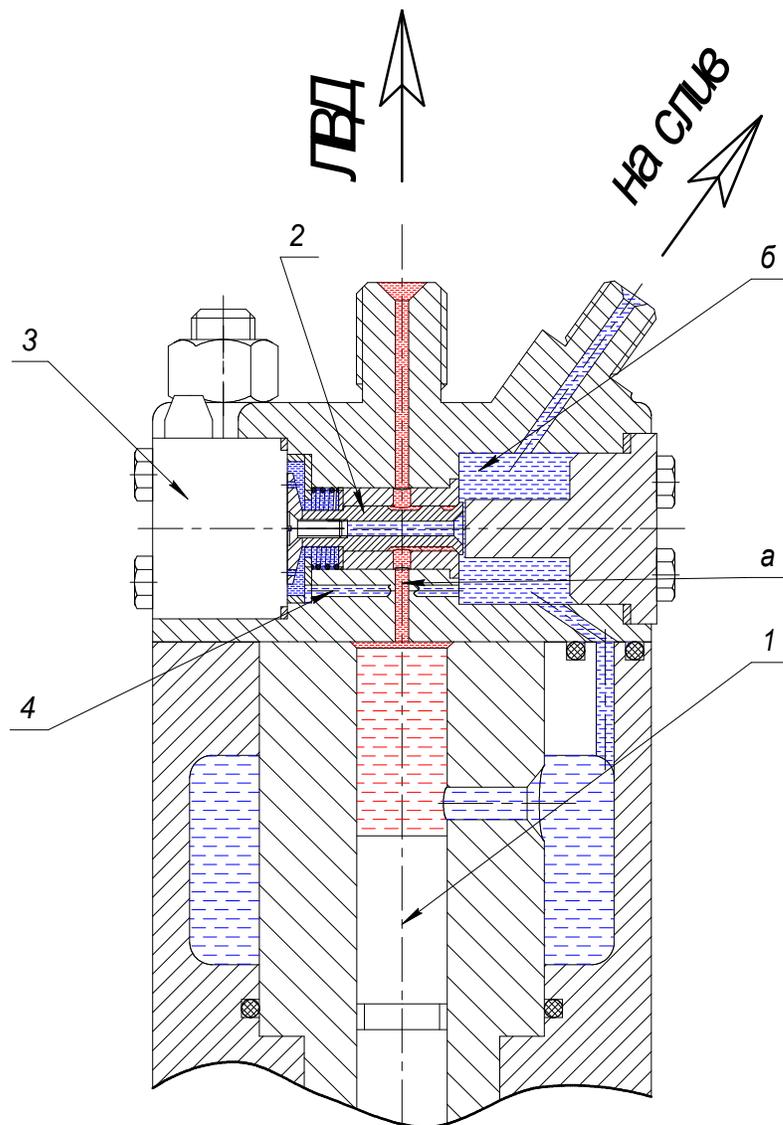


Рис 22. Эскиз секции ТНВД с клапаном управления сливом.
 1 – плунжер, 2 – электроуправляемый клапан, 3 – электромагнит, 4 – балансирующий канал. а – полость высокого давления, б – полость давления подкачки.

5.3. Варианты конструкции ТПА

Первоначально был предложен вариант конструкции, представленный на рисунке 23.

После в конструкцию были внесены изменения:

- увеличена прецизионная часть клапана 2, добавлена вторая опора,
- регулировочный болт-стопор заменён на крышку,
- увеличена полость низкого давления 4 и сделан канал, соединяющий полость подкачки с полостью слива для более эффективного вытеснения газовой фазы,
- удлинен болт 5,
- балансирующий канал б перенесен из тела клапана в корпус секции,
- изменена форма корпуса электромагнита, форма якоря, и др.

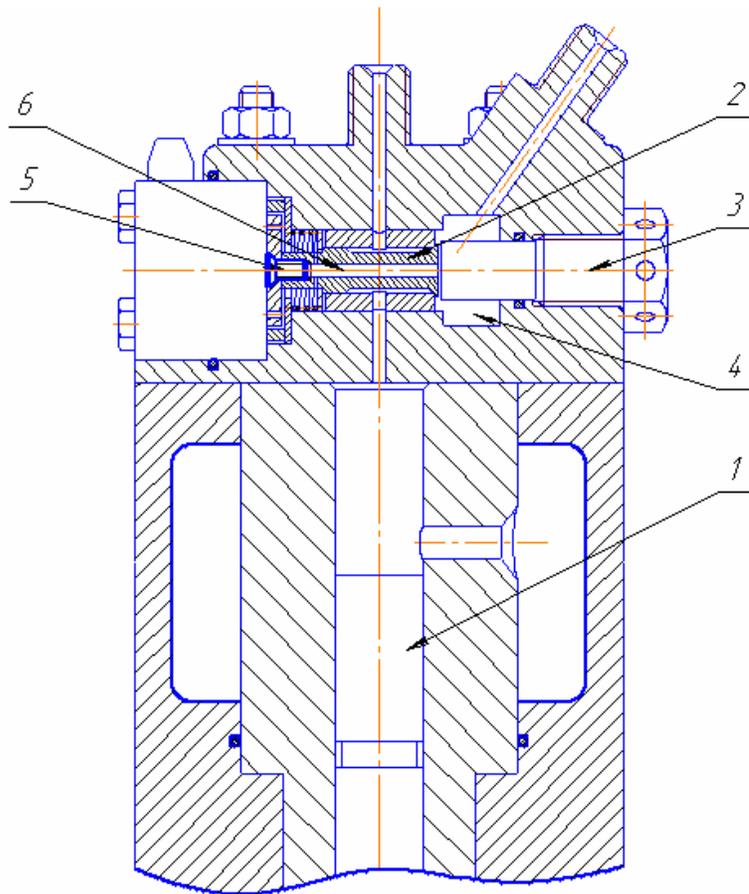


Рис. 23. Первоначальный эскиз сечения ТНВД

- увеличено отверстие во втулке клапана из технологических соображений.

6. Параметры разработанной системы.

Была разработана система подачи топлива с электроуправляемым клапаном слива, обладающая следующими параметрами:

Цикловая подача на номинальном режиме	
при частоте вращения коленчатого вала 750 об/мин,	
кулачкового вала 325 об/мин	2,5 г
Максимальное давление впрыскивания	
на номинальном режиме	145

МПа

Давление перед форсункой

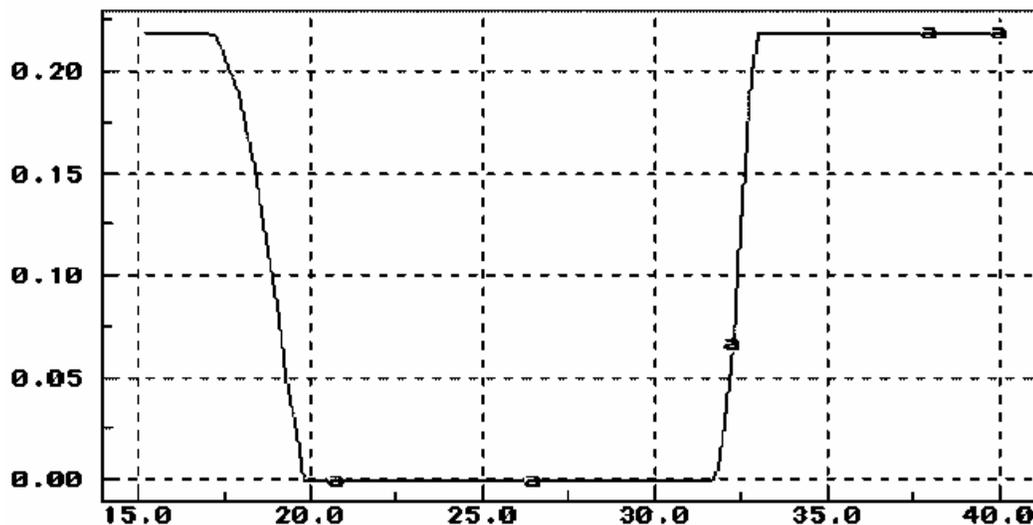


Рис 24. Зависимость координаты клапана 22 от угла положение кулачкового вала

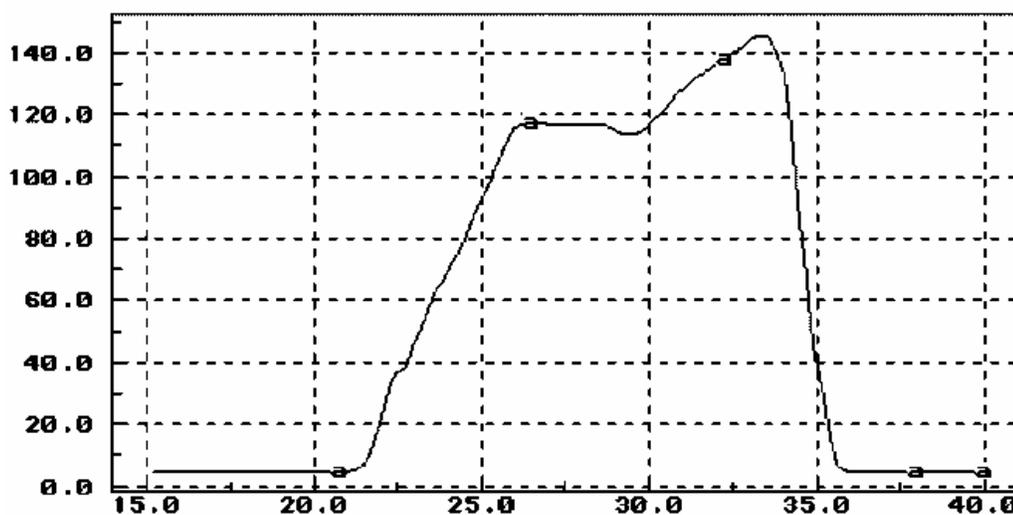


Рис 25. Зависимость давления впрыска от угла положение кулачкового вала

Более подробные результаты моделирования ТПА представлены в приложении 2.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.

1. Грехов Л. В. Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина. М.: Изд-во «Легион-Авто», 2001. – 176с.
2. Грехов Л. В., Иващенко Н.А., Марков В. А. топливная аппаратура и системы управления дизелей. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2004 342 с.
3. Чертежи и описание двигателя Д50.

ПРИЛОЖЕНИЯ.

Приложение 1.

Параметры рабочего процесса двигателя после оптимизации.

2005-12-07 12-42-21 1-ПДГ4Д

Режим: #1 : ^^^итоговый расчет^^^

Файл - D:\drks\CL_PC6~2.RU\SSF3E6~1\Out\D50_750.res

www.diesel-rk.bmstu.ru

```
----- МОЩНОСТНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----
750.00    - n      - Частота вращения коленчатого вала, 1/мин
1550.5    - Ne     - Мощность, кВт
16.291    - Pe     - Среднее эффективное давление, бар
19744.    - Me     - Крутящий момент, Нм
2.4404    - qc     - Цикловая подача топлива, г
0.20318   - ge     - Удельный эффект. расход топлива, кг/(кВт*ч)
0.38818   - Eta_e  - Эффективный КПД
17.532    - Pi     - Среднее индикаторное давление, бар
0.41022   - Eta_i  - Индикаторный КПД
1.5581    - Pтр    - Давление трения, бар
0.92921   - Eta_mex - Механический КПД

----- ПАРАМЕТРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ -----
0.99710   - Po*    - Давление заторм. потока, бар
289.00    - To*    - Температура заторможенного потока, К
0.99710   - Po_т   - Статическое давление за турбиной, бар
0.99710   - Po_вх* - Давление заторм. потока за фильтром, бар

----- НАДДУВ И ГАЗООБМЕН -----
2.1436    - Pк     - Давление перед впускным коллектором, бар
312.89    - Tk     - Температура перед впускным коллектором, К
2.7755    - Gair   - Расход воздуха (+EGR) через цилиндры двиг., кг/с
0.60093   - КПД_тк - КПД агрегата наддува
1.6405    - Pt*    - Среднее давление перед турбиной, бар
900.10    - Tt*    - Средняя температура перед турбиной, К
2.8708    - Ggas   - Расход О.Г. через цилиндры двиг., кг/с
2.0103    - Alfa_sum - Коэфф. избытка воздуха суммарный
0.31712   - Pнх    - Среднее давление насосных ходов, бар
1.0121    - Eta_v  - Коэффициент наполнения
0.95846E-03 - Gamma_r - Коэффициент остаточных газов
1.1692    - Fi     - Коэффициент продувки
0.0000    - G_забр.% - % заброса О.Г. во впускной коллектор
0.19264   - G_утеч.% - % утечек через поршневые кольца

----- ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----
2.1129    - Ps     - Среднее давление во впуск. коллект., бар
314.43    - Ts     - Средн. температ. во впуск. коллект., К
319.43    - Tws    - Средняя температура стенки вп. колл., К
205.68    - Alfa_ws - Коэфф. теплоотдачи во вп. колл., Вт/(м2*К)
224.49    - Alfa_wsc - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, Вт/(м2*К)

----- ВЫПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----
1.4792    - Pr     - Среднее статическое давление О.Г., бар
877.41    - Tr     - Средняя статическая температура О.Г., К
249.33    - Wr     - Средняя скорость газа, м/с
806.04    - Twr    - Средняя температура стенки вып. колл., К
380.44    - Alfa_wr - Коэфф. теплоотдачи в вып. колл., Вт/(м2*К)
400.35    - Alfa_wcr - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, Вт/(м2*К)

----- СГОРАНИЕ -----
1.7200    - Alfa   - Коэффициент избытка воздуха при сгорании
87.743    - Pz     - Максимальное давление цикла, бар
1781.4    - Tz     - Максимальная температура цикла, К
9.0000    - Fi_pz  - Угол максимального давления, град. за ВМТ.
```

42.000 - Fi_tz - Угол максимальн. температуры, ---- / ----
 2.7643 - dP/dFi - Макс. скор. нарастания давл., бар/град.
 Впрыск: Насос-форсунка
 1437.2 - P_впр.max- Макс. давление впрыска, бар
 20.533 - d_32 - Средний диаметр капель, мкм
 11.000 - Teta_оп - Опережение впрыска / зажигания, град.до ВМТ
 43.089 - Fi_впр - Продолжительность топливоподачи, град.
 5.6478 - Fi_задер - Период задержки воспламен. в цилиндре, град.
 0.01925 - Sig_и_здр- Доля топлива, испаривш. за период задержки
 122.00 - Fi_горен - Продолжительность сгорания, град.п.к.в.
 0.10000 - H_вмт - Вихревое число (отношение) в КС в ВМТ
 0.07226 - H_нмт - Вихревое число в цилиндре в начале сжатия

----- ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----

14.777 - Hartridge- Эмиссия дыма по шкале Хартриджа
 1.5449 - Bosch - Эмиссия дыма по шкале Бош
 0.37576 - K,m-1 - Коэфф. абсол. светопоглощения ОГ по ЕЭК,1/м
 0.30288 - PM - Эмиссия твердых частиц г/(кВт*ч)
 712.69 - CO2 - Эмиссия диоксида углерода, г/(кВт*ч)
 0.05085 - NOx,% - Концентр. влажных NOx, %
 5.6161 - NO2,г/кВч- Эмиссия NOx приведенная к NO2, г/(кВт*ч)
 2.0024 - SE - Комплекс суммарной эмиссии NOx и PM

----- ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ -----

2.4422 - Pa - Давление начала сжатия, бар
 347.83 - Ta - Температура начала сжатия, К
 69.845 - Pc - Давление конца сжатия, бар
 868.15 - Tc - Температура конца сжатия, К
 11.818 - Pb - Давление начала выпуска, бар
 1416.8 - Tb - Температура начала выпуска, К

----- ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛООБМЕНА ЦИЛИНДРА -----

986.46 - T_cp - Средняя эквивалентная температура цикла, К
 343.52 - Alfa_w - Ср. коэфф. теплоотд. от газа к стен,Вт/м2/К
 445.52 - Tw_поршн - Средн. температура огневого днища поршня, К
 413.00 - Tw_втулк - Средн. температ. огневой поверхн. втулки, К
 524.14 - Tw_крышк - Средн. температ. огневой поверхн. крышки, К
 372.54 - Tw_охл - Средн. температура со стороны охлаждения
 крышки цилиндра, К
 404.97 - Tкип. - Температ.кипения в сист. жид. охлаждения, К
 5564.2 - Alf_w_охл- Средн. коэфф. теплоотдачи [Вт/(м2*К)] от
 стенки крышки цилиндра к охлад. среде.
 12613. - q_крышки - Тепловой поток в крышку цилиндра, Дж/с
 14758. - q_поршня - Тепловой поток в поршень, Дж/с
 19781. - q_цилинд - Тепловой поток во втулку цилиндра, Дж/с

----- ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС -----

12.600 - Степ.сжат- Степень сжатия
 9.0000 - i_сопел - Число сопловых отверстий форсунки
 0.40000 - d_сопел - Диаметр сопловых отверстий форсунки, мм
 45.200 - Fi_впр.н - Продолжит. номин. топливоподачи, град.
 2.7286 - qc_н - Номин. цикловая подача топлива, г
 66.000 - Нач.вып - Начало выпуска, град. до НМТ (ВПуск. вала)
 56.000 - Кон.вып - Конец выпуска, град. за ВМТ (ВПуск. вала)
 56.000 - Нач.впуск- Начало впуска, град. до ВМТ (ВПуск. вала)
 41.000 - Кон.впуск- Конец впуска, град. за НМТ (ВПуск. вала)

----- ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА ступени высокого давления -----

0.0000 - n_квд - Частота вращения ротора КВД, 1/мин
 266.60 - N_квд - Мощность компрессора ВД, кВт
 0.76400 - КПД_квд - Адиабатный КПД компрессора ВД
 2.7755 - G_квд - Расход воздуха через компрессор ВД, кг/с
 47.321 - Gпр_квд - Расход воздуха приведенный через КВД
 0.0000 - n.пр_квд - Частота вращения ротора КВД приведенная
 2.2000 - П_квд - Степень повышения давления в компрессоре ВД
 0.0000 - К.пи_квд - Коэффициент Кпи КВД

0.99710	-	Р _{о_квд}	-	Полное давление на входе в КВД, бар
289.00	-	Т _{о_квд}	-	Температура торможения на входе в КВД, К
2.1936	-	Р _{к*_квд}	-	Полное давление за компрессором ВД, бар
384.57	-	Т _{к*_квд}	-	Температура торможения за компрессором ВД, К
0.75000	-	Е _{сool_вд}	-	Термическая эффективность ОНВ ВД
289.00	-	Т _{сool_вд}	-	Температура охлаждающего агента в ОНВ ВД, К
2.1436	-	Р _{к*_квд}	-	Давление наддува за КВД, бар
312.89	-	Т _{к*_квд}	-	Температура наддувочного воздуха за КВД, К

----- ПАРАМЕТРЫ ТУРБИНЫ ступени высокого давления -----				
0.0000	-	n_твд	-	Частота вращения ротора ТНД, 1/мин
266.61	-	N_твд	-	Мощность ТВД с учетом мех. КПД, кВт
0.80579	-	КПД_твд	-	Внутренний КПД турбины ВД
0.97300	-	КПДм_твд	-	Механический КПД турбины ВД
2.8708	-	G_твд	-	Расход газа через ТВД, кг/с
52.501	-	Gпр_твд	-	Расход газа через ТВД приведенный
0.0000	-	n.пр_твд	-	Частота вращения ротора ТВД приведенная
1.6481	-	П_твд	-	Степень понижения давления в турбине ВД
11.118	-	V_твд	-	Относительная работа ТВД
1.6405	-	Р _{т*_твд}	-	Полное давление перед турбиной ВД, бар
900.10	-	Т _{т*_твд}	-	Температура торможения на входе в ТВД, К
0.99539	-	Р _{о_твд}	-	Противодавление за турбиной ВД, бар
814.53	-	Т _{о_твд}	-	Температура газа за турбиной ВД, К

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОПЛИВА ПО ЗОНАМ НА МОМЕНТ ОКОНЧАНИЯ РАЗВИТИЯ СТРУЙ

=====									
N	угол в		угол с	поверхн.	_____доли топлива в характерных зонах %_____				
s	плане		осью ц	контакта	Оболоч Ядро_V Ядро_W(Наб.яW) Крышка Цил.зер				

1	0.0		75.0		кам.в порш	79.88	0.71	16.52 (6.10)	0.21 2.68

Сумма по всем струям %		99.	65.21	1.97	12.84 (16.83)	0.13	2.41		

Константы испарения би			1240.	13.	149. (3.)	206.	4.		
=====									

Прим.: Наб.яW - часть топлива ядра пристеночного потока, набегающая на пристеночные потоки от соседних струй.

Вихревое | (Надпорш. зазор, мм. 11.50) | Оптим. | Геометрическое - 0.93
число Н | Для КС в конце сжатия 0.10 | для КС | Уточн.Разлейцевым- 0.93

Приложение 2. Результаты расчета процесса подачи

Интегральные характеристики

Действительная цикловая подача Gц, г	Gцикл. = 2.451
Активный ход плунжера, мм	Hпл.акт. = 15.00
Максимальная скорость плунжера, м/с	Спл.мах = 1.511
Коэффициент подачи системы	Ккоэф.под = .1000
Заброс газов в распылитель, % от Gц	Gзабр.г. = .1670
Подача после первого закрытия иглы, % от Gц	Gпосле1 = .0000
В том числе - величина повпрыска, % от Gц	Gповвпр. = .0000
Максимальное давление над плунжером, МПа	Pпл.мах = 163.7
Максимальное давление перед форсункой, МПа	Pфор.мах = 159.1
Максимальное давление в кармане расп-ля, МПа	Pкар.мах = 159.1
Максимальное давление впрыскивания, МПа	Pвпр.мах = 143.6
Среднее давление впрыскивания, МПа	Pвпр.ср. = 108.4
Максимальное давление первого затчика, МПа	Pзат1мах = .0000
Максимальное давление второго затчика, МПа	Pзат2мах = .0000
Среднеэвешен. заутеровский диаметр капли, мкм	d32-Заут = 20.90
Продолжительность подачи геометрическая, град	Fивпр.ге = 22.56
Общее время подачи (от начала до конца), град	Fивп.общ = 21.88
Действительное время собственно впрыска, град	Fивпр.ге = 21.84

Рис 26. Результаты расчета процесса подачи

Интегральные характеристики

Начальное давление в ЛВД, МПа	Rначальн=	.8000
Остаточное давление в ЛВД, МПа	Rостаточ=	.8000
Остаточный объем газов в ЛВД, %	Uостаточ=	.0000
Макс. контактное напряжение кулачке, МПа	Кон.напр=	2647.
Масса утечек в распылителе при впрыскивании, г	Qут.иглы=	.2008E-03
Масса утечек в распылителе между впрыск-ями, г	Qут.межд=	.0000
Масса утечек в плунжерной паре при впрыск-ии, г	Qут.плун=	.5155E-03
Количество циклов-итераций расчета	Кол.цикл=	7.000
Максимальный момент на кулачковом валу, Н*м	Mкул.мах=	2674.
Максимальный момент на привоном валу, Н*м	Mприв.мах=	.0000
Максим. неравномерность вращения кулачка, %	dNкул =	.0000
Масса топлива через клапан ЛВД у ТНВД, г	Gрнг-нас=	.0000
Масса топлива через клапан ЛВД у форсунки, г	Gрнг-фор=	.0000
Масса через управляющий клапан Common-Rail, г	Gкл-ComR=	.0000
Масса через управляющ.золотник Common-Rail, г	Gзол-CR =	.0000
Масса через электроупр. клапан слива ТНВД, г	Gкл-слив=	.0000
Объемный коэффициент наполнения плунжерной полости к моменту окончания счета	Vнап-пл%=	100.0
Максимальное газосодержание в плунжерной		

Рис 27. Результаты расчета процесса подачи

