

УДК 621.436

А.А. Лисовал, канд. техн. наук

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ АККУМУЛЯТОРНОЙ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ

Введение

Ведущие производители дизелей используют новые поколения систем топливоподачи с высокими давлениями впрыскивания 130...200 МПа. В данной статье представлена математическая модель для предварительного статического расчета экспериментальной аккумуляторной системы топливоподачи, которая позволяет определить исходные конструктивные параметры системы.

Постановка проблемы для исследований

Создать транспортные дизели с низким уровнем выбросов токсичных веществ в отработавших газах (ОГ), на сегодняшний день, невозможно без применения систем топливоподачи с высоким давлением впрыскивания, без систем регулирования давления наддува, без систем рециркуляции ОГ, без микропроцессорного управления этими системами и дизеля в целом, без других современных конструктивных и технологических мероприятий. Определяющее место в создании современного дизеля занимают новые поколения систем топливоподачи, которые за счет высокого давления впрыскивания (до 200 МПа) и микропроцессорного управления параметрами системы и законом впрыска обеспечивают экономию топлива и уменьшают выбросы вредных веществ в атмосферу. В Украине разработкой и исследованиями систем топливоподачи с высоким давлением впрыскивания для автотракторных дизелей никто не занимается. Работы в этом направлении необходимо проводить и начать их нужно с расчетно-теоретических исследований.

Обзор публикаций

Высокие давления впрыскивания 130...200

МПа могут создать следующие системы топливоподачи: насос-форсунки; индивидуальные топливные секции («столбики») с короткими (до 300 мм) трубопроводами высокого давления для соединения с форсунками; аккумуляторные системы топливоподачи типа Common Rail (CR) [1, 2]. Специалисты зарубежных фирм считают, что наиболее перспективными являются аккумуляторные системы топливоподачи CR. Они широко используются не только на быстроходных дизелях для легковых автомобилей, но и применяются для дизелей грузовых автомобилей и на тихоходных судовых дизелях [3, 4].

Начало работ по исследованию аккумуляторных систем топливоподачи в Украине было начато в 2003 г. на кафедре «Двигатели и теплотехника» Национального транспортного университета под руководством профессора Долганова К.Е. [5]. На первом этапе разрабатывается упрощенная аккумуляторная система топливоподачи с давлением в топливном аккумуляторе 40...50 МПа. Она будет использоваться для накопления опыта работы с аккумуляторными системами.

Принципиальная схема

Экспериментальная аккумуляторная система топливоподачи разрабатывается для автомобильного дизеля СМД-23.07.

Известно, что чем больше давление в топливном аккумуляторе, тем эффективнее работает система CR. Однако, при создании очень высоких давлений в аккумуляторе тратится много энергии, т.е. возрастают механические потери. Кроме того, привод ТНВД на дизеле СМД-23.07 рассчитан для насоса типа ЛСТНФ 410012, который может создать макси-

мальное давление 58 МПа.

В ходе разработки принципиальной схемы аккумуляторной системы для дизеля СМД-23.07 старались минимизировать финансовые затраты на создание экспериментального образца, уменьшить количество деталей и узлов, которые необходимо закупить у зарубежных фирм.

Разработанная принципиальная схема аккумуляторной системы топливоподачи для дизеля СМД-23.07 показана на рис. 1. На нем обозначено: электрогидравлические форсунки 1...4; топливный аккумулятор 5; датчик температуры топлива 6; датчик давления топлива в аккумуляторе 7; блок обратных клапанов 8; ТНВД (типа ЛСТНФ 410012) 9; редукционный клапан ТНВД 10; топливоподкачивающий насос 11; фильтр грубой очистки топлива 12; топливный бак 13; фильтр тонкой очистки топлива 14; перепускной клапан 15 на фильтре; редукционный клапан 16 топливного аккумулятора; электронный блок управления (ЭБУ) подачей топлива 17; блок питания (БП) 18; аккумуляторная батарея 19. На рис. 1 также обозначено: n - частота вращения вала ТНВД; φ - координата положения органа управления подачей топлива; $\varphi_{\text{ВМТ}}$ - координата положения ВМТ первого цилиндра дизеля.

Часть узлов и деталей планируется закупить у производителей систем CR. При проектировании ЭБУ без привлечения специалистов электронной отрасли не обойтись.

Математическая модель

В соответствии с разработанной принципиальной схемой разработана расчетная схема экспериментальной аккумуляторной системы, которая показана на рис. 2. На нем обозначено: 1 – ТНВД; 2 – топливный аккумулятор; 3 – форсунка; 4 – редукционный клапан; $d_{п.н.}$ – диаметр плунжера ТНВД; $S_{п.н.}$ – ход плунжера ТНВД; Q_n – часовой расход топлива

ТНВД; $p_{\text{ак}}$ - давление в топливном аккумуляторе; $d_{\text{р.ф}}$ - диаметр одного отверстия распылителя форсунки; $Q_{\text{ф}}$ - часовой расход топлива через форсунку; $p_{\text{с}}$ - давление в камере сгорания дизеля; $d_{\text{кл}}$ - диаметр редукционного клапана; x - координата перемещения клапана; $C_{\text{кл}}$ - жесткость пружины клапана; $Q_{\text{кл}}$ - часовой расход топлива через клапан; ϕ - ширина сливного канала клапана; p_0 - атмосферное давление.

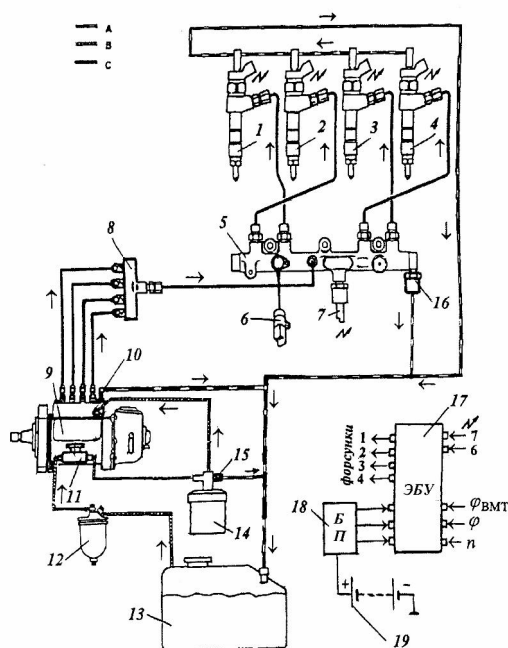


Рис. 1. Принципиальная схема аккумуляторной системы топливоподдачи

На базе расчетной схемы была разработана статическая математическая модель для определения рациональных параметров аккумуляторной системы на стадии проектирования. В основу математической модели заложено уравнение гидравлического баланса расходов между узлами системы: ТНВД 1, форсункой 3 и редукционным клапаном 4. Уравнение имеет вид

$$Q_{\text{H}} = Q_{\text{Ф}} + Q_{\text{КЛ}}. \quad (1)$$

Приняты следующие допущения: за один оборот кулачкового вала срабатывают все плунжеры

ТНВД; рейка ТНВД неподвижна и находится в положении максимальной подачи; постоянно работает одна форсунка; струя топлива через форсунку неразрывная; редукционный клапан имеет цилиндрическую форму; диаметр клапана совпадает с диаметром отверстия в топливном аккумуляторе; сливное отверстие редукционного клапана прямоугольной формы; длина клапана больше длины сливного отверстия.

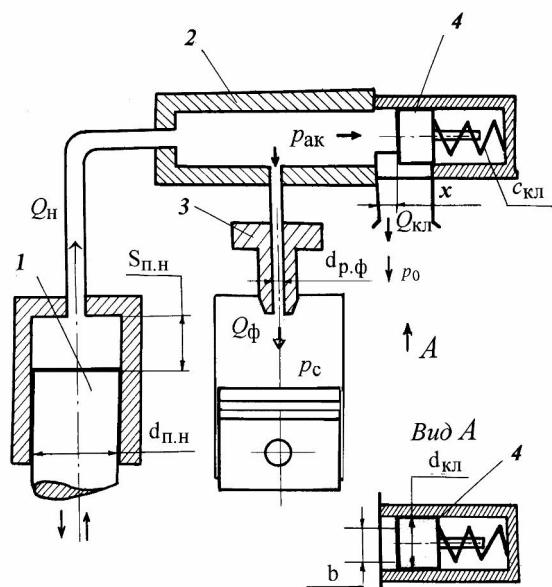


Рис. 2. Расчетная схема аккумуляторной системы топливоподачи

Рассмотрим составляющие уравнения (1).

ТНВД

$$Q_n = i_{п.н} \pi \rho_t d_{п.н}^2 n_n S_{п.н} / 4, \quad (2)$$

где $i_{п.н}$ - количество плунжеров ПНВД;

ρ_t - плотность дизельного топлива;

n_n - частота вращения кулачкового вала насоса.

Форсунка

$$Q_f = \mu_f F_f \sqrt{2 \rho_t (p_{ак} - p_c)}, \quad (3)$$

где μ_f - коэффициент расхода через отверстие распылителя форсунки;

F_f - суммарная площадь сечения сопловых отверстий распылителя форсунки.

Редукционный клапан

$$Q_{кл} = \mu_{кл} F_{кл} \sqrt{2 \rho_t (p_{ак} - p_0)}, \quad (4)$$

где $\mu_{кл}$ - коэффициент расхода топлива через сливное отверстие редукционного клапана;

$F_{кл}$ - площадь сечения сливного отверстия.

Площадь сечения $F_{кл}$ определяется из уравнения

$$F_{кл} = \epsilon x. \quad (5)$$

При помощи перемещения x поршня-клапана осуществляется регулирование давления в топливном аккумуляторе. Положение x определяется из уравнения баланса сил, которые действуют с двух сторон на редукционный клапан

$$P_{ак} = P_{пр}, \quad (6)$$

где $P_{ак}$ - сила, которую создает давление топлива;

$P_{пр}$ - сила, которую создает пружина редукционного клапана.

После подстановки составляющих в уравнение (6) выводим формулу для определения координаты x

$$x = (p_{ак} (\pi d_{кл}^2 / 4) - c_{кл} x_{нач}) / c_{кл}, \quad (7)$$

где $x_{нач}$ - начальная координата положения поршня-клапана.

Уравнения (1)...(7) составляют основу математической модели для предварительного расчета параметров аккумуляторной системы.

Результаты расчетов

На начальном этапе проектных работ принимаем, что давление топлива в аккумуляторе при полной подаче ТНВД и при максимальном расходе через одну форсунку должно составлять $p_{ак} = 50$ МПа. На разных скоростных режимах двигателя значение давления $p_{ак}$ будет изменяться. До определенной частоты вращения коленчатого вала дизеля насос вообще не сможет обеспечить необходимое давление. Дальнейшее увеличение частоты вращения от

этого момента приведет к росту давления в топливном аккумуляторе. При этом расход через форсунку будет максимальный и наступит момент, когда начнет срабатывать редукционный клапан в аккумуляторе. Был выполнен предварительный расчет параметров экспериментальной аккумуляторной системы топливоподачи. Статический расчет выполнялся по программе, разработанной на основе математической

модели, которая была приведена выше. Результаты расчета приведены в таблице 1. На рис. 3 и 4 показаны зависимость часового расхода топлива Q_n насосом и зависимость давления топлива $p_{ак}$ в аккумуляторе от частоты вращения n_n кулачкового вала ТНВД, построенные по данным таблицы 1.

Таблица 1. Результаты статического расчета параметров экспериментальной аккумуляторной системы топливоподачи для дизеля СМД-23.07

№ п/п	n_n , мин ⁻¹	$p_{ак}$, МПа	Q_n , кг/ч	$Q_{ф}$, кг/ч	$Q_{кл}$, кг/ч	x , мм
1	0	0	0	0	0	0
2	150	8,972	28,825	25,225	0	0
3	300	12,465	57,650	54,050	0	0
4	450	18,498	86,475	82,875	0	0
5	600	27,071	115,300	111,701	0	0
6	750	38,184	144,126	140,526	0	0
7	900	50,012	172,951	165,790	3,559	$2,424 \cdot 10^{-3}$
8	1050	50,109	201,776	165,982	32,194	$2,191 \cdot 10^{-2}$
9	1200	50,206	230,601	166,173	60,826	$4,135 \cdot 10^{-2}$
10	1350	50,303	259,436	166,364	89,461	$6,076 \cdot 10^{-2}$
11	1500	50,400	288,252	166,555	118,094	$8,013 \cdot 10^{-2}$
12	1750	50,594	345,900	166,930	175,360	0,119

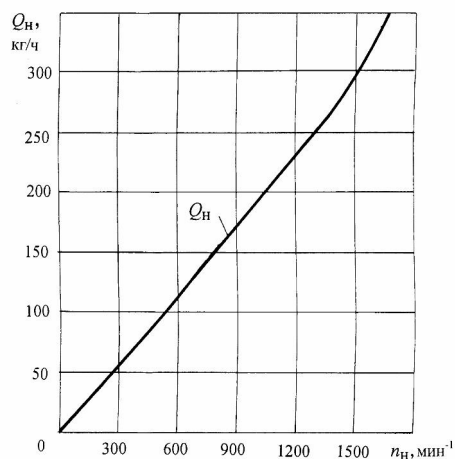


Рис. 3. Часовой расход топлива ТНВД ЛСТНФ 410012

Заключение

Предварительные результаты расчетов подтверждают работоспособность статической модели расчета параметров экспериментальной аккумуляторной системы топливоподачи. Заданное давление в топливном аккумуляторе 50 МПа достигается при частоте вращения коленчатого вала дизеля $n_d = 1750$ мин⁻¹.

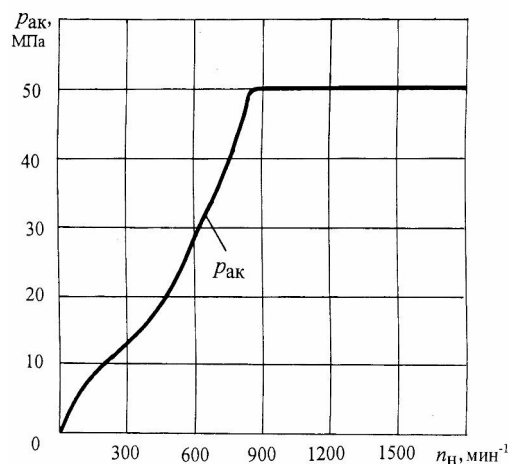


Рис. 4. Давление в аккумуляторе топлива

Требуется дальнейшая оптимизация параметров редукционного клапана, так как на номинальном режиме работы дизеля СМД-23.07 расход топлива через форсунку в пять раз превышает действительные величины подачи.

Список литературы:

1. Пинский Ф.И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. – М.: «Легион»

Автодата», 2002. - 136 с. 2. Грехов Л.В. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением. Учебно-практическое пособие. - М.: «Легион-Автодата», 2003. - 176 с. 3. По страницам отечественных и зарубежных изданий // Двигателестроение. - 2003.- №3. - С.43-45. 4. По страницам отече-

ственных и зарубежных изданий // Двигателестроение. - 2004.- №2. - С.39-42. 5. Быков В.И., Долганов К.Е., Лисовал А.А. Дизели СМД для автобусов //Двигатели внутреннего сгорания. - 2004. - №1. - С. 13-17.

УДК 621.436

А.В. Тринев, канд. техн. наук, П.Д. Гончар, асп.

ВЛИЯНИЕ ЛОКАЛЬНОГО ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ НА ТЕМПЕРАТУРУ КЛАПАННОЙ ПЕРЕМЫЧКИ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ ФОРСИРОВАННЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Введение

Разработка конкурентоспособных конструкций двигателей внутреннего сгорания, которые отвечают высоким показателям по топливной экономичности, надежности, моторесурсу, требует проведения детальных расчетных и экспериментальных исследований теплонапряженного состояния (ТНС) наиболее нагруженных деталей камеры сгорания, в частности головки цилиндров и деталей клапанного узла выпускного клапана. При этом ответственным этапом есть рациональный выбор способа охлаждения, который зависит от конкретной конструкции двигателя и его отдельных узлов, назначения, размерности и многого другого. Следовательно, выбор рациональной схемы охлаждения повысит надежность работы теплонапряженного узла и всего двигателя в целом.

Обзор публикаций. Анализ нерешенных задач

Анализ работ, посвященных изучению закономерностей протекания теплообменных процессов в деталях камеры сгорания (КС) перспективных дизелей и влияние этих процессов на ТНС указанных деталей, показывает, что основными тенденциями и в настоящее время остаются дальнейшее форсирование параметров цикла для достижения высоких удельных показателей ДВС, а также повышение на-

дежности ДВС и его моторесурса. Однако форсированный рабочий процесс вызывает повышенную теплоотдачу от газа к стенкам камеры сгорания, следствием которой является рост температуры стенок и температурных градиентов в них, что обычно ограничивает степень форсировки. Поэтому при проектировании новых двигателей, доводке и анализе возможности форсирования уже существующих конструкций и в других случаях необходимо хотя бы ориентировочно оценить тепловое состояние наиболее важных деталей, образующих камеру сгорания.

Термометрия ГЦ на эксплуатационных режимах также позволяет выделить критические зоны детали, в которых развиваются термоусталостные трещины, являющиеся одной из основных причин выхода их из строя. Данный вывод подтверждается практикой ремонтных заводов. Так, по результатам анализа [1, 2], проведенных на ремонтных заводах, до 75% ГЦ имеют дефект – трещины в зоне клапанной перемычки (КП).

Анализ научно-технических и патентных изданий свидетельствует, что проблемой повышения надежности ГЦ занимаются во всём мире. Существует множество способов решения данной проблемы: теплозащитные барьеры, тепловоды, технологические и конструктивные решения, локальное охлаждение