

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ МНОГОТОПЛИВНОГО ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ

Б.А. Шароглазов, СИ. Кавьяров, И.Е. Огошков

Рассмотрены схема и принцип действия комплексной системы автоматической защиты многотопливного дизеля с турбонаддувом, выявлена взаимосвязь некоторых параметров системы.

Одним из мероприятий по повышению надежности двигателей внутреннего сгорания является их оснащение защитными устройствами, предотвращающими возникновение аварийных ситуаций. Такие защитные устройства, как правило, выполняются в виде систем автоматической защиты (САЗ) двигателя. САЗ ограничивают или выключают подачу топлива в цилиндры при выходе контролируемого параметра, влияющего на безотказность и долговечность ДВС, за допустимые (заданные) пределы.

Для дизелей с турбонаддувом, снабженными ограничителями дымления (ОД) мембранного типа, благодаря кинематической связи мембраны с органом управления тогшвиподачей, ОД может быть использован как исполнительный механизм САЗ [1].

Расчет процессов в исполнительном механизме сводится к определению величины давления p в рабочей полости ОД (рис. 1). Давление p зависит от давления наддува p_k во впускном трубопроводе, давления p_0 окружающей среды, проходных сечений F_1 и F_2 . Величина сечения F_2 переменная и зависит от положения запорного клапана, выполненного (в данном варианте исполнительного механизма) в виде конусной иглы. Положение запорного клапана определяется текущим значением контролируемого САЗ параметра.

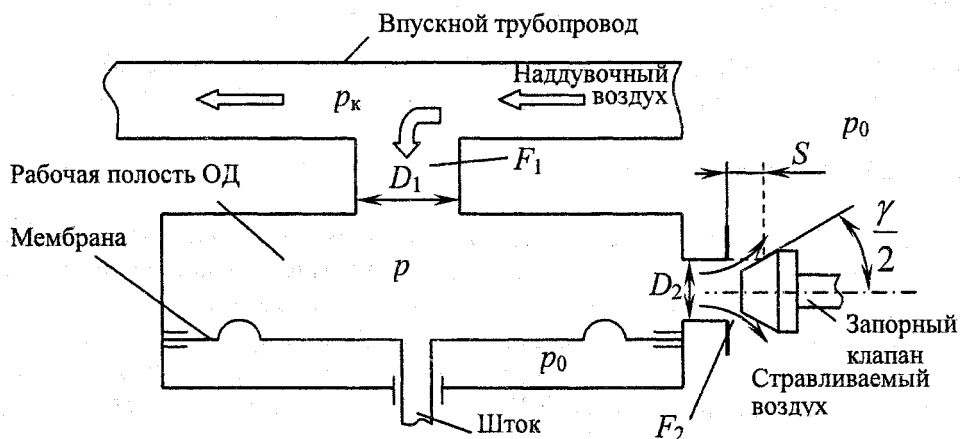


Рис. 1. Принципиальная схема исполнительного механизма САЗ на базе ограничителя дымления дизеля

Получим аналитические зависимости, позволяющие рассчитать давление p в камере в зависимости от переменного сечения F_2 (или от перемещения S конуса иглы) при заданных величинах давлений p_k и p_0 . При этом полагаем истечение газа через сечения F_1 и F_2 новившимся и адиабатным при постоянном значении показателя адиабаты k .

В качестве исходных уравнений используем уравнения расхода газа через сужающие устройства.

Для сечения F_1 :

$$G_1 = \alpha_1 \varepsilon_1 F_1 \sqrt{2 \rho_1 (p_k - p)}; \quad (1)$$

для сечения F_2 :

$$G_2 = \alpha_2 \varepsilon_2 F_2 \sqrt{2 \rho_2 (p - p_0)}, \quad (2)$$

где α_1 и α_2 - коэффициенты расхода для сечений F_1 и F_2 ; ε_1 и ε_2 - поправочные множители на

расширение измеряемой среды для тех же сечений F_1 и F_2 ; ρ_1 и ρ_2 - плотность среды на выходе из сечений F_1 и F_2 .

Так как при установившемся истечении расходы газа через сечение F_1 и F_2 равны ($G_1 = G_2$), то $\alpha_1 \varepsilon_1 F_1 \sqrt{2\rho_1(p_k - p)} = \alpha_2 \varepsilon_2 F_2 \sqrt{2\rho_2(p - p_0)}$.

После ряда несложных преобразований, допущения о равенстве условий истечения для сечений F_1 и F_2 ($\alpha_1 = \alpha_2$; $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$) и соответствии $\rho_1 = \rho$; $\rho_2 = \rho_0$ (ρ - плотность среды в рабочей полости ОД, ρ_0 - плотность окружающей среды), получим

$$p = \frac{F_1^2 \left(\frac{p\rho_0^k}{p_0} \right)^{i/k} \cdot p_k + F_2^2 \rho_0 p_0}{F_1^2 \left(\frac{p\rho_0^k}{p_0} \right)^{1/k} + F_2^2 \rho_0} \quad (3)$$

Для схемы исполнительного механизма САЗ, приведенной на рис. 1, зависимость площади сечения F_2 от перемещения иглы S имеет вид:

$$F_2 = \pi \cdot S \cdot \sin \frac{\gamma}{2} \cdot \left(D_2 - S \cdot \sin \frac{\gamma}{2} \cdot \cos \frac{\gamma}{2} \right) \quad (4)$$

Расчеты с использованием (3) и (4), проведенные применительно к условиям, когда $D_1 = 1$ мм; $D_2 = 8$ мм; $\gamma = 60^\circ$; $p_k = 0,185$ МПа, иллюстрируются графиками для p и F_2 на рис. 2.

Изменение давления p , воздействующего на мембрану ОД, приводит к перемещению штока, кинематически связанного с рейкой топливного насоса высокого давления (ТНВД). Для ТНВД типа 6НК12М (шестисекционного плунжерного с диаметром плунжера 12 мм) зависимость хода Z штока ОД от давления p приведена на рис. 3.

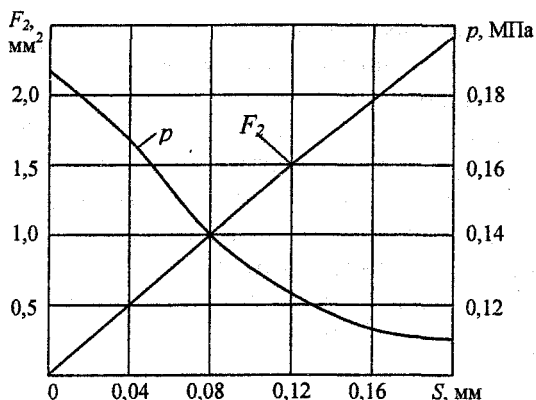


Рис. 2. Зависимость давления в рабочей полости ОД и площади проходного сечения F_2 от перемещения запорного органа

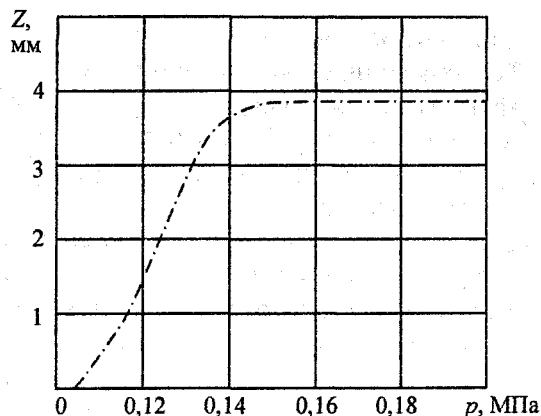


Рис. 3. Зависимость перемещения штока от давления в рабочей полости ОД

Для современных форсированных дизелей целесообразно применять комплексные САЗ, в которых контролируемые являются несколько параметров двигателя.

Принципиальная схема комплексной САЗ представлена на рис. 4 (см. также [2, 3]). Согласно схеме при достижении определенного уровня сигнала, вырабатываемого датчиком, например, термопарой 1, и соответствующего определенному пороговому значению температуры отработавших газов (ОТ), с помощью электронного блока управления (ЭБУ) подается напряжение на нагревательный элемент 10 (свеча накаливания), который передает тепло термочувствительному элементу 9 (полый, например, латунный стержень), управляющему посредством связанной с ним иглы 7 (запорного клапана) величиной проходного сечения дросселирующего отверстия 8, и, следовательно, величиной давления в рабочей полости 5 ОД, сообщаемой посредством дросселирующего отверстия 4 со впускным трубопроводом. Выполненные в одном узле нагревательный, термочувствительный элементы и игла образуют электротермоклапан. Экспериментальная характеристика электротермоклапана приведена на рис. 5. Снижение давления в полости 5 приводит к прогибу мембраны 19 ограничителя дымления, перемещению штока ОД (винта) 17 исвя-

Расчет и конструирование

занной с ним рейки ТНВД в сторону ограничения цикловой подачи топлива. В результате дизель защищается от тепловых и механических перегрузок. Форма зависимости $S = f(\tau)$, представленная на рис. 5, определяет колебания параметров двигателя при срабатывании САЗ.

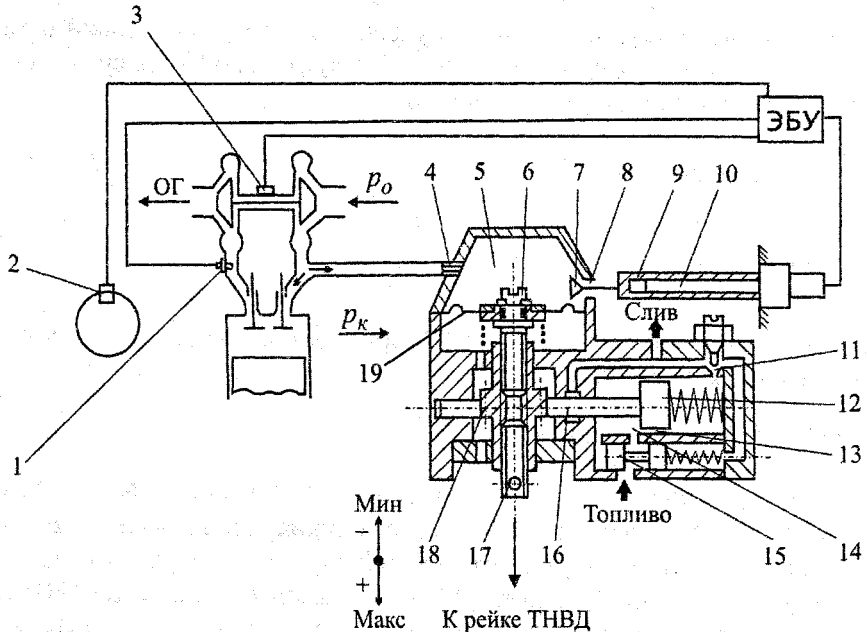


Рис. 4. Принципиальная схема комплексной САЗ дизеля с турбонаддувом

При уменьшении температуры ОГ ЭБУ автоматически обесточит нагревательный элемент 10. Термочувствительный элемент 9, охлаждаясь, запрет стравливающее отверстие 8 и откроет его вновь, когда температура ОГ превысит пороговое значение.

Система также срабатывает от сигналов датчика давления 2 в главной масляной магистрали, датчика частоты вращения 3 ротора турбокомпрессора и при изменении вязкости топлива.

Корректирование по вязкости происходит следующим образом. Топливо от подкачивающего насоса поступает в вязкостный корректор конструкции ЦНИТА [4] к клапану 15, поддерживающему постоянное давление в полости 14 независимо от давления на входе и вязкости топлива. Из полости 14 топливо через зазор 13 с ламинарным течением (ламинарный дроссель) поступает в междроссельную полость и далее через турбулентный дроссель 11 на слив.

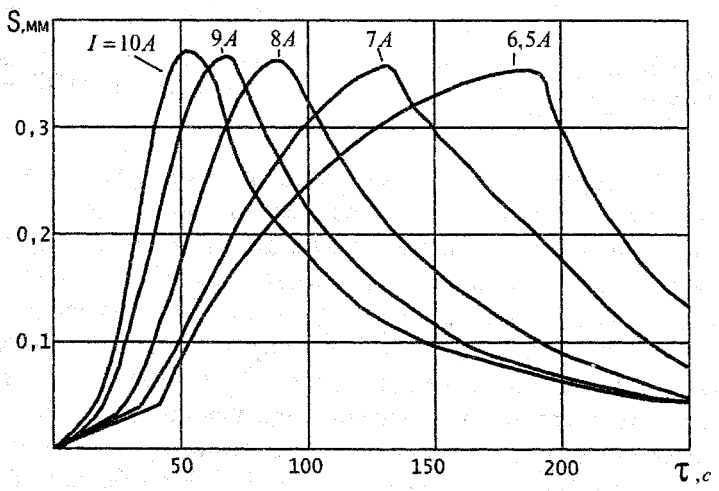


Рис. 5. Перемещение иглы электротермоклапана в зависимости от времени нагрева и охлаждения при разной силе тока, подаваемого на свечу

При переходе на более вязкое топливо потери на трение растут быстрее потерь вихреобразования, что приводит к падению давления в междроссельной полости p_n действующего на сервопоршень 12. Перемещение поршня вместе со штоком 16, выполненным в виде зубчатой рейки, приведет к повороту зубчатого венца 18 вокруг винта регулирования мощности 6 и винта 17, зафиксированных от осевого проворачивания. Винт 17 (шток ОД) переместится вверх и уменьшит активный ход плунжера ТНВД, что и требуется при использовании топлива с повышенной вязкостью и плотностью. Компактность конструкции узла, суммирующего контролируемые импульсы, достигнута за счет специально разработанной реечно-винтовой передачи, содержащей элементы 6, 16, 17, 18.

Текущее положение поршня можно определить на основании уравнения неразрывности потока топлива для междроссельной полости

$$\alpha V_n \frac{dp_n}{dt} = \mu_{ш} f_{ш} \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{p_B - p_n} - \mu_d f_d \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{p_n - p_{сн}} + \varepsilon F_{сн} \frac{dh_{сн}}{dt}; \quad (5)$$

и уравнения динамического равновесия сервопоршня

$$M_{сн} \frac{d^2 h_{сн}}{dt^2} = p_B (F_{сн} - f_{ш}) - p_n F_{сн} - \delta h_{сн} - p_{п0} F_{сн} - \varepsilon A_{пр}. \quad (6)$$

В записанных формулах (5) и (6):

α - коэффициент сжимаемости топлива;

V_n - текущее значение объема междроссельной полости;

$p_n, p_B, p_{сн}$ - давления топлива соответственно в междроссельной полости, на входе в корректор и на сливе;

t - время;

$\mu_{ш}, \mu_d$ - текущие значения коэффициентов расхода топлива, соответственно в сечениях щели между поршнем и корпусом корректора и турбулентного дросселя;

$f_{ш}, f_d$ - проходные сечения соответственно щели между поршнем и корпусом корректора и турбулентного дросселя;

ρ_T - плотность топлива;

ε - логическая функция, принимающая значения +1 и -1 в зависимости от направления движения сервопоршня (уменьшения или увеличения V_n);

$F_{сн}$ - площадь сервопоршня;

$h_{сн}$ - перемещение сервопоршня;

$M_{сн}$ - масса сервопоршня и перемещающихся с ним элементов;

$f_{ш}$ - площадь штока сервопоршня;

δ - жесткость пружины, действующей на сервопоршень;

$p_{п0}$ - давление затяжки пружины сервопоршня при отсутствии прокачки топлива через корректор (при нейтральном положении сервопоршня);

$A_{пр}$ - приведенная к оси сервопоршня сила сопротивления его перемещению (и кинематически связанных с ним элементов).

Опытный образец комплексной САЗ (см. рис. 4), разработанный совместно кафедрой ДВС ЮУрГУ и ГСКБД ОАО «ЧТЗ», показал при испытаниях свою работоспособность и, в том числе, требуемое ограничение цикловой подачи при переходе на более вязкое топливо. Так, перемещение Z штока 17 ограничителя дымления составило 3 мм при переходе с бензина А-72 на дизельное топливо в результате функционирования вязкостного корректора САЗ.

Исследования по совершенствованию системы ведутся в направлении повышения точности регулирования, уменьшения амплитуды колебаний и времени изменения параметров двигателя в переходном процессе при срабатывании САЗ, определения оптимальной степени инерционности САЗ при выходе за пороговые значения различных контролируемых параметров.

Литература

1. Шароглазов Б.А., Кавьяров СИ. Аварийная защита транспортного дизеля с турбонаддувом // *Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин: Сборник кратких научных сообщений Всероссийской научно-технической конференции.* - Курган: Изд-во Курганского гос. ун.-та, 2003. - С. 172-175.

2. А.С. № 1390406. Система регулирования топливоподачи дизеля с турбонаддувом / В.И. Бутов, Б.А. Шароглазов, В.А. Горшков, П.М. Фарафонов, СИ. Кавьяров, В.Ф. Чекмезов. Бюл. № 15, 1988.

3. А.С. № 1637440. Устройство для регулирования топливоподачи дизеля с турбонаддувом / Б.А. Шароглазов, В.А. Горшков, П.М. Фарафонов.

4. Файнлейб Б.Н. *Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник.* - 2-е изд., перераб. и доп. -Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1990. -352 с.