

Следовательно, зона между кривой 3 и заштрихованной областью 5 представляет те резервы, которые можно найти при "идеальной" организации рабочего цикла.

Таким образом, можно прогнозировать возможность получения на дизеле с камерой в поршне размерностью 125x110 мм при $P_i = 0,9-1,0$ МПа, g_i на уровне 163 г/кВт·ч и минимального удельного эффективного расхода топлива 205-210 г/кВт·ч.

Л и т е р а т у р а

1. Володин В.М., Давыдков Б.И. Некоторые возможности улучшения показателей дизелей с камерой сгорания, расположенной в поршне. - Тракторы и с.-х. машины, 1970, № 12.
2. Файнлейб Б.Н. Анализ термодинамического цикла быстроходных двигателей с воспламенением от сжатия. - Тр. ЦНИТА 1964, вып. 20.
3. Рикардо Г.Р. Быстроходные дизели внутреннего сгорания. - М., 1960.

УДК 621.434.038

В.И.Тимончик, В.И.Караченцев

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МАГНИТОСТРИКЦИОННЫХ ТОПЛИВНЫХ НАСОС-ФОРСУНОК НА БЫСТРОХОДНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

В развитии производства автомобильных двигателей существует тенденция к повышению быстроходности этих двигателей, что обусловлено стремлением улучшить их весогабаритные, экономические и динамические показатели. Это, в свою очередь, предъявляет повышенные требования к системам питания. Наряду с улучшением традиционных карбюраторных систем все большее значение приобретает создание принципиально новых систем питания, в частности систем впрыска с электронным управлением, которые позволяют наиболее точно программировать подачу топлива на всех режимах работы двигателя.

Несмотря на широкое распространение электронного впрыска в современном автомобилестроении, многие вопросы, связанные с конструкцией аппаратуры, окончательно не решены. Наиболее трудно создать исполнительный орган системы впрыска - форсунку.

Существующие форсунки с электромагнитным приводом обладают принципиальным недостатком - инерционностью, связанной

с намагничиванием и последующим размагничиванием сердечника [1]. Большие трудности в связи с инерционностью электромагнитных форсунок возникают при попытках реализовать их на двухтактных бензиновых двигателях [2].

В данной статье теоретически исследуется возможность применения на автомобильном быстроходном двигателе магнито-стрикционной топливной насос-форсунки, разработанной в МАИ [3].

Насос-форсунка, согласно [3], представляет собой конструкцию, расчетная схема которой показана на рис. 1. Цилиндрическая оболочка изготовлена из биметалла с разным эффектом магнитострикции в слоях: наружный слой - из никеля, а внутренний - из сплава 49КФ. Таким образом, при прохождении управляющего импульса по катушке возбуждения, которая надета на корпус, боковая поверхность деформируется внутрь и при этом происходит впрыск топлива. При снятии управляющего импульса силы упругости возвращают боковую поверхность в начальное положение, чем обеспечивается заполнение объема насос-форсунки топливом.

Рассмотрим процесс истечения топлива и определим зависимости давления и количества вытекающего топлива от времени, т.е. функции $p = f(t)$ и $m = f(t)$. Для упрощения изложения допустим, что боковая поверхность набрана из малых пластинок шириной a и длиной h , т.е. представляет собой n -угольную призму. Условие равновесия каждой грани призмы запишем в виде

$$pS + F_{\text{упр}} = F_{\text{вн}}, \quad (1)$$

где $S = ah$ - площадь грани призмы; $F_{\text{упр}}$ - сила упругости изогнутой грани; $F_{\text{вн}}$ - сила, развиваемая деформированной биметаллической гранью.

$$F_{\text{упр}} = ky, \quad (2)$$

где k - коэффициент упругости; y - прогиб грани в среднем сечении.

Переходя к давлению, перепишем уравнение (1) в виде

$$p + \frac{F_{\text{упр}}}{S} = \frac{F_{\text{вн}}}{S} = p_{\text{вн}}. \quad (3)$$

Считая жидкость внутри форсунки несжимаемой, можно сказать, что величина прогиба y пропорциональна объему вытекающего топлива ΔV . Заменяв объемы параболических цилиндров объемами призм, ввиду малости y получим

$$\Delta V = \frac{1}{2} n a y h = \frac{1}{2} n S y = \frac{1}{2} S_{\text{бок}} y,$$

где n - число граней призмы; $S_{\text{бок}}$ - площадь боковой поверхности биметаллической оболочки.

Из полученного выражения найдем величину прогиба

$$y = \frac{2}{S_{\text{бок}}} \Delta V. \quad (4)$$

Масса вытекающего топлива, очевидно, будет

$$m = \rho \Delta V,$$

где ρ - плотность топлива.

В таком случае величина прогиба может быть представлена как

$$y = \frac{2}{\rho S_{\text{бок}}} m. \quad (5)$$

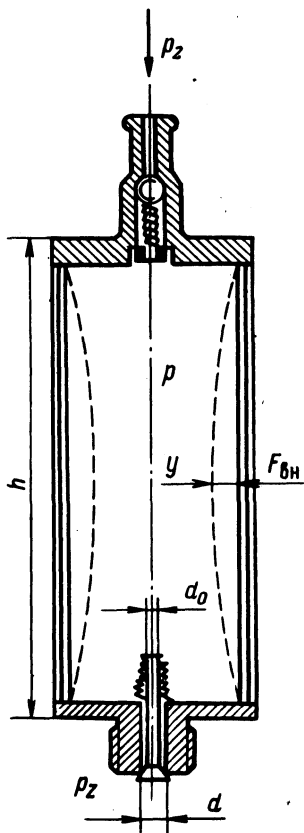


Рис. 1. Расчетная схема насос-форсунки.

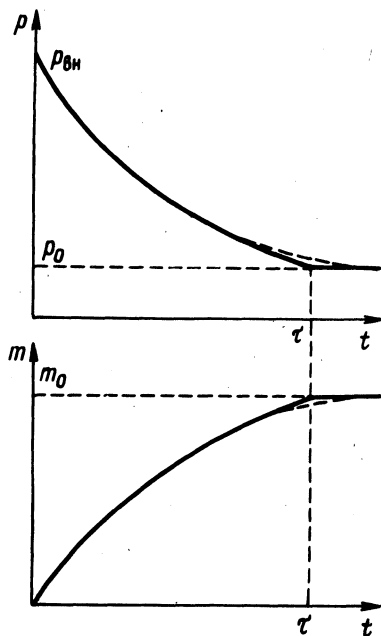


Рис. 2. Графики функций $p = f(t)$ и $m = f(t)$.

Подставляя выражения (2) и (5) в (3), получим

$$p + k \frac{2m}{\rho S_{\text{бок}} S} = p_{\text{вн}},$$

так как $S_{\text{бок}} = n S$,

$$p = p_{\text{вн}} - \frac{2kn}{\rho S_{\text{бок}}^2} m. \quad (6)$$

Предполагая, что открытие запорного органа распылителя происходит под действием гидравлического удара, считаем, что истечение топлива происходит при полностью открытом отверстии распылителя, т.е. отсутствует дросселирование потока топлива запорным органом. Истечение, естественно, происходит при условии, что давление внутри форсунки p превышает давление p_0 открытия запорного органа.

Расход топлива в данном случае запишем [4] следующим образом:

$$Q = \frac{dm}{dt} = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p - p_z} \quad \text{при } p > p_0; \quad (7)$$

$$Q = m \quad \text{при } p \leq p_0,$$

где μ - коэффициент расхода; f - площадь отверстия распылителя; p - давление внутри форсунки; p_z - давление среды, в которую происходит вырыск.

Дифференцируя (6) при условии, что $p_{\text{вн}}$ не изменится во времени, получим

$$\frac{dm}{dt} = - \frac{dp}{dt} \frac{\rho S_{\text{бок}}^2}{2kn}. \quad (8)$$

Подставив выражение (8) в (7) и полагая $p_z = 0$, имеем

$$\frac{dp}{dt} = - \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{2kn}{\rho S_{\text{бок}}^2} \sqrt{p} \quad \text{при } p > p_0; \quad (9)$$

$$\frac{dp}{dt} = 0 \quad \text{при } p \leq p_0$$

Интегрируя выражение (9) в пределах, получим

$$p = \left(\sqrt{p_{\text{вн}}} - \frac{n k \mu f}{\rho S_{\text{бок}}^2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} t \right)^2 \quad \text{при } t < \tau; \quad (10)$$

$$p = 0 \quad \text{при } t \geq \tau,$$

где

$$\tau = \frac{\rho S_{\text{бок}}^2}{n k \mu f} \sqrt{\frac{\rho}{2}} (\sqrt{p_{\text{вн}}} - \sqrt{p_0}).$$

Масса вытекающего топлива из выражений (10) и (6)

$$m = \mu f t \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left(\sqrt{p_{\text{вн}}} - \frac{n k \mu f}{\rho S_{\text{бок}}^2 \sqrt{2\rho}} t \right) \quad \text{при } t < \tau; \quad (11)$$

$$m = \frac{\rho S_{\text{бок}}^2}{2 k n} (p_{\text{вн}} - p_0) = m_0 \quad \text{при } t \geq \tau.$$

Графики функций $p = f(t)$ и $m = f(t)$ приведены на рис.2.

Учитывая, что один и тот же двигатель на одном и том же режиме независимо от типа топливной форсунки потребляет одинаковое количество топлива за цикл, можно сравнить быстродействие рассматриваемой насос-форсунки с электромагнитной форсункой, получившей наибольшее распространение на автомобильных двигателях с впрыском бензина, если считать, что характеристики распылителей одинаковы.

Впрыск топлива магнитоstrictionной насос-форсункой осуществляется в конечный период времени

$$\tau = \frac{\rho S_{\text{бок}}^2}{n k \mu f} \sqrt{\frac{p}{2}} (\sqrt{p_{\text{вн}}} - \sqrt{p_0}). \quad (12)$$

Впрыск топлива электромагнитной форсункой осуществляется непрерывно в период открытого состояния запорного органа [1].

$$m_{\text{эм}} = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_2},$$

где $m_{\text{эм}}$ — масса впрыснутого топлива; p_2 — давление насоса подкачки (равно давлению впрыска для электромагнитной форсунки).

Время подачи массы топлива m_0 электромагнитной форсункой равно

$$\tau_{\text{эм}} = \frac{m_0}{\mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_2}}. \quad (13)$$

Подставляя выражение (11) в (13) и используя формулу (12), получим

$$\frac{\tau}{\tau_{\text{эм}}} = \frac{2 \sqrt{p}}{\sqrt{p_{\text{вн}}} + \sqrt{p_0}}. \quad (14)$$

Из формулы (14) видно, что двукратное повышение давления открытия запорного органа p_0 ($p_0 = 2p_2$) и внешнего давления $p_{\text{вн}}$ ($p_{\text{вн}} = 2p_0$) позволяет сократить время подачи равной массы топлива магнитоstrictionной насос-форсункой бо-

лее чем в 1,7 раза по сравнению с электромагнитной форсункой.

На основании изложенного можно сделать вывод о возможности использования магнитострикционной насос-форсунки на быстроходных автомобильных двигателях с электронным регулированием подачи топлива.

Л и т е р а т у р а

1. Будыко Ю.И. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей. – Л., 1975. 2. Кюнчер Ф. Некоторые результаты развития работ по электронно управляемой системе впрыска топлива. – В кн.: Процессы смесеобразования и сгорания в быстроходных двигателях внутреннего сгорания. Всесоюз. конф. М., 1973. 3. А.с. 253484 (СССР). Насос-форсунка / Моск. авиац. ин-т им. С.Орджоникидзе. Авт. изобрет. В.Г.Базаров. – Заявл. 22.11.66. № 1115650/24-6. Оpubл. в Б.И. 1970, № 13, МКИ F 02 m 57/02. 4. Двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов / Под ред. проф. А.С.Орлина. – М., 1972.

УДК 621.436.038

С.Н.Явнишкис

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ

При проектировании и доводке форсунок возникает необходимость исследовать влияние ее конструктивных элементов на процесс топливоподачи. Для этой цели рекомендуется использовать математическую модель, в основу которой положена гидравлическая схема, приведенная на рис. 1. На схеме в качестве частного случая показан гидравлический тракт распределительного топливного насоса, расчет которого можно производить по методике И.В.Астахова [1, 2] или методике, изложенной в работах [3, 4].

Как видно, из схемы, нагнетательный тракт форсунки имеет сложную, разветвленную сеть, состоящую из дополнительных объемов, местных гидравлических сопротивлений в сетчатом фильтре, конусной части в сопловом аппарате, т.е. это трубопровод с изменяющимся диаметром и разветвлениями, пример расчета которого приведен в работе [2]. По длине такого тру-