

МЕТОДИКА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЁТА ДВУХТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

М.И. Мысник, А.Е. Свистула

В статье представлена методика гидродинамического расчёта двухтопливной системы питания дизельного двигателя. Дополнительное топливо подается в магистраль высокого давления в форсунке. Приведены уравнения движения топлива в трубопроводе высокого давления, граничные условия у насоса и форсунки. Расчетный метод реализован в виде программы для ЭВМ.

Ключевые слова: дизель, двухтопливная система, гидродинамический расчёт.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В последние годы крупнейшие фирмы-производители особое внимание уделяют разработкам и производству двигателей с воспламенением от сжатия, как более экономичным, по сравнению с двигателями с принудительным воспламенением. Двигатели с воспламенением от сжатия зарекомендовали себя надежными, экономичными и обладающими хорошими экологическими характеристиками силовыми установками, и на сегодняшний день они являются наиболее перспективными силовыми агрегатами для транспорта, находящимися в массовом производстве [1].

Благодаря особенностям протекания рабочего процесса, дизельный двигатель позволяет применять топлива широкого фракционного состава, и на одном из этапов освоения этих моторов проявлялся интерес к конструкциям двигателей способных работать на широком спектре топлив – это так называемые многотопливные двигатели.

На кафедре двигателей внутреннего сгорания (ДВС) автотранспортного факультета (АТФ) АлтГТУ им И.И. Ползунова разработана двухтопливная система питания для дизельного двигателя [2].

Двухтопливная система питания двигателя внутреннего сгорания включает в себя равноценную дизельную и систему питания дополнительным топливом, а также снабжена управляющим органом. Кроме этого, внесены изменения и в конструкцию форсунки. Принципиальная схема двухтопливной системы питания двигателя приведена на рисунке 1.

В дальнейшем требуется углубленное исследование с физической точки зрения процессов, происходящих в системе при подаче топлива. Решение поставленных вопросов позволит правильно прогнозировать ха-

рактеристику топливоподачи и оптимальные регулировки топливной системы при различных режимах работы. На первом этапе решение поставленных вопросов предлагается выполнить математическим моделированием предложенной системы питания дизеля с использованием метода гидродинамического расчета магистрали высокого давления.

На рисунке 2 изображена предлагаемая опытная двухтопливная форсунка.

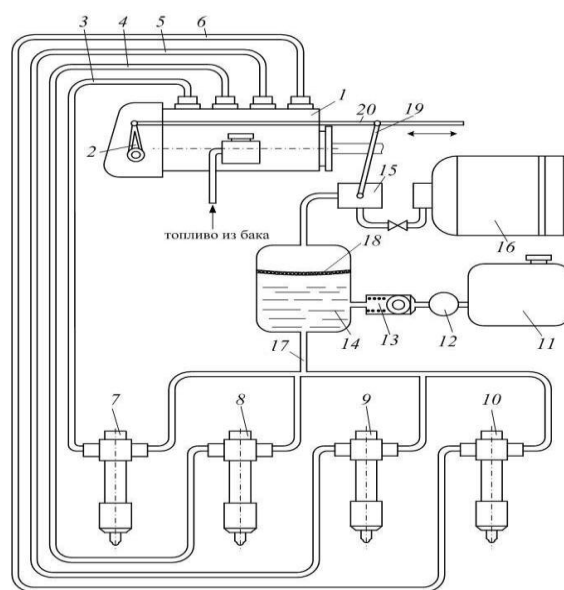


Рисунок 1 - Система питания дизеля [2]:
1– топливный насос высокого давления (ТНВД);
2– управляющий орган; 3–6– магистраль подачи основного топлива; 7–10– двухтопливные форсунки; 11– бак подачи дополнительного топлива или присадки; 12– электронасос; 13– обратный клапан; 14– ёмкость с вторым топливом; 15– регулятор; 16– баллон высокого давления; 17– магистраль подачи второго топлива; 18– мембрана; 19– рычаг; 20– тяга

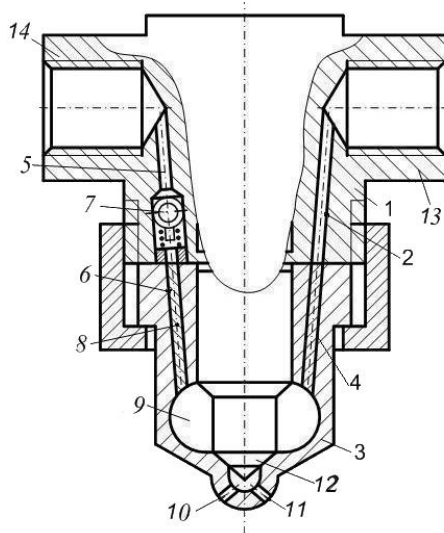


Рисунок 2 - Форсунка [2]:

1 – корпус форсунки; 2 – канал подачи основного топлива; 3 – распылитель; 4, 8 – винтовая нарезка; 5 – канал подачи дополнительного топлива; 6 – смесительная камера; 7 – обратный клапан; 9 – подигольная полость; 10, 11 – каналы в носике распылителя; 12 – игла; 13, 14 – штуцеры

Гидродинамический расчёт

В настоящее время выполнено много различных работ, и разработаны методы гидродинамического расчета топливных систем, которые позволяют с высокой точностью рассчитывать процесс впрыска для самых разнообразных конструктивных исполнений топливной аппаратуры. Но авторами был взят за основу метод гидродинамического расчета и его реализацию на ЭВМ, предложенный И.Я.Фоминим в работах [3, 4], как наиболее полно удовлетворяющий решению задачи исследования топливной системы. Расчетная схема предлагаемой системы приведена рисунке 3.

Примем следующее допущение:

- в полости насоса высокого давления и топливопроводе находится чистое топливо с характерными для него свойствами;
- в подигольной полости форсунки находится смесь топлив.

Принятое допущение основано на том, что объем подигольной полости форсунки V_{ϕ} превышает объем цикловой порции впрыскиваемого топлива и разгрузочный объем нагнетательного клапана, который определяет количество поступившего дополнительного топлива в зону смешения, т.е. считаем, что дополнительное топливо не может распространиться в топливопровод.

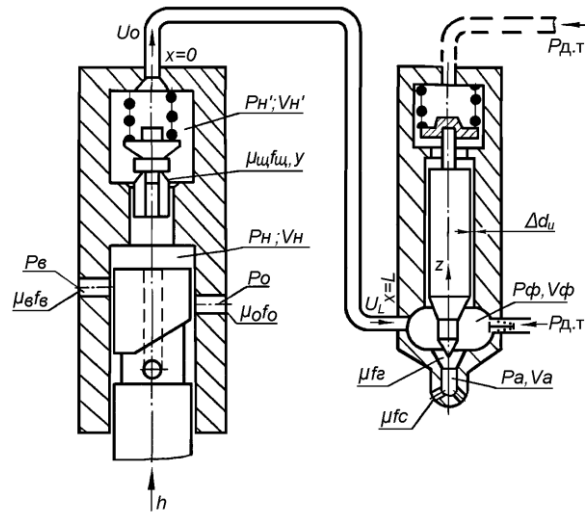


Рисунок 3 – Расчетная схема опытной топливной системы [2]

Движение топлива в нагнетательном трубопроводе является неустановившимся и происходит при значительных изменениях скорости потока и давления топлива за время, исчисляемое в миллисекундах. На этот процесс оказывают влияние многие факторы. Принимая поток топлива в топливопроводе высокого давления одномерным, его состояние изотермическим, а характеристики топлива усредненными (для малых интервалов времени и длины топливопровода), движение топлива описывается системой гиперболических уравнений [3, 4]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho_T} \frac{\partial P}{\partial x} &= -2ku \\ \frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial x} + a^2 \rho_T \frac{\partial u}{\partial x} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где u - скорость движения топлива; P - давление топлива; x - координата длины топливопровода; t - время; ρ_T - плотность топлива; a - скорость распространения волны давления в топливе; k - фактор гидравлического сопротивления, равный согласно [4]:

Если в системе (1) пренебречь конвективными членами $u \frac{\partial u}{\partial x}$ и $u \frac{\partial P}{\partial x}$, то уравнения сводятся к телеграфному:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{2k}{a^2} \frac{\partial u}{\partial t} = 0. \quad (2)$$

Уравнение (2) решается разностным методом вдоль характеристик $dt/dx=1/a$, причем скорость в точке с координатами $n+1$ и $l+2$ вычисляется по формуле[5]:

$$\begin{aligned} u_{n+1,l+2} &= b_1(u_{n,l} + u_{n+1,l+1}) + \\ &+ b_2(u_{n+2,l+1} - u_{n+1,l}) + b_3 u_{n,l+1} \end{aligned} \quad (3)$$

МЕТОДИКА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЁТА ДВУХТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

$$b_1 = \frac{k\Delta t}{1 + k\Delta t}; b_2 = \frac{1}{1 + k\Delta t}; b_3 = b_2 \cdot b_1.$$

Здесь n - номер расчетного сечения трубопровода; l - номер расчетного участка времени.

В граничных точках ($x = 0$ и $x=L$, рисунок 3), где значения скорости потока определяются с учетом граничных условий, причем давление топлива в сечении $x=0$ принимается равным давлению в штуцере насоса P'_H , а давление в сечении $x=L$ - давлению в форсунке P_ϕ , получим в соответствии с [4]:

$$u_{0,l+1} = u_{1,l+1} + \frac{1}{a\rho_T} (P'_H - P_{H1}), \quad (4)$$

$$u_{L,l+1} = u_{L-1,l+1} + \frac{1}{a\rho_T} (P_\phi - P_{\phi1}), \quad (5)$$

В общем случае процессы в полости насоса (рисунок 3) описываются следующими дифференциальными уравнениями [3]:

- сплошности потока в полости нагнетания:

$$\beta_T V_H \frac{dP_H}{dt} = f_n \frac{dh}{dt} - f_{ko} \frac{dy}{dt} - Q_{y.h.} - \xi \mu_{o,e} f_{o,e} \sqrt{\frac{2}{\rho_m} |P_H - P_e|} - \chi \mu_{ш} f_{ш} \sqrt{\frac{2}{\rho_m} |P_H - P'_H|}, \quad (6)$$

- сплошности потока в штуцере насоса:

$$\beta_T V'_H \frac{dP'_H}{dt} = f_{ko} \frac{dy}{dt} + \chi \mu_{ш} f_{ш} \sqrt{\frac{2}{\rho_m} |P_H - P'_H|} - f_T u_0, \quad (7)$$

- движения нагнетательного клапана:

$$M_K \frac{d^2 y}{dt^2} = f_K (P_H - P'_H) - c_K (y_0 + y), \quad (8)$$

где P_H , P'_H и P_e - давление топлива в полостях соответственно нагнетания, штуцера и всасывания (отсечки); V_H и V'_H - объемы камер соответственно нагнетания и штуцера насоса; f_n и f_K - площади поперечного сечения соответственно плунжера и нагнетательного клапана; f_{ko} - площадь клапана, равная f_K до выхода разгружающего пояска из направляющей или f'_K - после выхода пояска из направляющей; $\mu_{o,e}$ и $\mu_{ш}$ - коэффициенты расхода соответственно через всасывающее окно и клапан; h и y - перемещения соответственно плунжера и нагнетательного клапана; u_0 - скорость топлива во входном сечении нагнетательного трубопровода; $Q_{y.h.}$ - утечка топлива через плунжерную пару насоса; M_K - масса клапана и движущихся с ним деталей; c_K и y_0 - соответственно жесткость и предварительное сжатие пружины; β_T - коэффици-

ПОЛЗУНОВСКИЙ ВЕСТНИК № 1 2010

ент сжимаемости топлива.

Определим ξ и χ - единичные коэффициенты, учитывающие направление перетекания топлива:

$$\xi = \begin{cases} 1 & \text{при } P_H \geq P_e \\ -1 & \text{при } P_H < P_e \end{cases};$$

$$\chi = \begin{cases} 1 & \text{при } P_H \geq P'_H \\ -1 & \text{при } P_H < P'_H \end{cases}.$$

В уравнениях (6-8) сделаны следующие допущения, которые для описываемой топливной системы являются грубыми [3]. Не учтены утечки топлива через разгружающий поясок нагнетательного клапана. Мгновенная скорость вытекания топлива через окна и клапаны определена по формулам установившегося течения жидкости. В уравнении движения клапана учтен только статический напор.

Процессы, происходящие в полости форсунки (рисунок 3), описываются следующими дифференциальными уравнениями:

- сплошности потока в полости перед иглой

$$\beta_{cm} V_\phi \frac{dP_\phi}{dt} = f_T u_L - \chi_u f_u \frac{dz}{dt} + \frac{dV_{осе}}{dt}; \quad (9)$$

$$- \xi' \frac{dQ_a}{dt} + \chi' \frac{dQ_{\partial.m.}}{dt} \pm \frac{dQ_{\partial p}}{dt}$$

- сплошности потока в полости под иглой

$$\beta_{cm} V_a \frac{dP_a}{dt} = \xi' \frac{dQ_a}{dt} - \frac{dQ_u}{dt} - \frac{dV_{осе}}{dt}; \quad (10)$$

- движения иглы форсунки:

$$M_u \frac{d^2 z}{dt^2} = P_a f''_u + P_\phi f'_u - P_{\partial.m.} f_u - c_u (z_0 + z); \quad (11)$$

- движения клапана подачи дополнительного топлива:

$$m_{кл} \frac{d^2 S}{dt^2} = f_{кл} (P_{\partial.m.} - P_\phi) - c_{кл} (S_0 + S).$$

Здесь dQ_a/dt , $dQ_{\partial p}/dt$, dQ_u/dt - объемная скорость истечения топливной смеси соответственно в подигольную полость, в дренажную полость, в цилиндр дизеля; $dQ_{\partial.m.}/dt$ - объемная скорость поступления дополнительного топлива в надигольную полость. P_ϕ , P_a - давление в камерах распылителя; P_u - давление в цилиндре, $P_{\partial.m.}$ - давление в магистрали дополнительного топлива; V_ϕ и V_a - объемы камер распылителя; $V_{осе}$ - объем, освобожденный конусом иглы при ее подъеме; f_u , f'_u -

площадь поперечного сечения и дифференциальная площадь иглы, $f_u'' = f_u - f_u'$, μf_e , μf_c - эффективные сечения в седле иглы и сопловых отверстий; M_u , z - масса и перемещение иглы; c_u , z_0 - жесткость и предварительное сжатие пружины форсунки; $f_{кл}$ - площадь поперечного сечения клапана дополнительного топлива; $m_{кл}$, s - масса и перемещение клапана дополнительного топлива; $c_{кл}$, s_0 - жесткость и предварительное сжатие пружины клапана; $\beta_{см}$ - сжимаемость топливной смеси; u_L - скорость топлива в выходном сечении нагнетательного трубопровода.

Единичные функции:

$$\chi_u = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 < z < z_{max} \\ 0 & \text{при } z \geq z_{max} \end{cases};$$

$$\xi' = \begin{cases} 1 & \text{при } P_{\phi} \geq P_a \\ -1 & \text{при } P_{\phi} < P_a \end{cases};$$

$$\chi' = \begin{cases} 1 & \text{при } P_{пр} \geq P_{\phi} \\ 0 & \text{при } P_{пр} < P_{\phi} \end{cases}.$$

Для упрощения решения системы уравнений (9-12) и ввиду незначительной массы клапана подачи дополнительного топлива по сравнению с массой иглы распылителя уравнение (12) можно исключить из рассмотрения и заменить его единичной функцией χ' [3].

Масса впрыснутой смеси:

$$G_{i см} = V_{i см} \rho_{см}. \quad (13)$$

По окончании расчета вычисляется новое значение концентрации дополнительного топлива в смеси:

$$\varepsilon_1 = \frac{\rho_{\partial m}}{\rho_{см}} \left/ \left(\frac{V_{\phi}}{V_{\partial m}} - 1 \right) \right.; \quad (14)$$

$$V_{\partial m} = V_{осм} + V_c \beta_{ср m+см} (P_{\partial m} - P_{осм}).$$

Здесь $\rho_{см}$ - плотность смеси на предыдущем шаге без учета вновь поступившего дополнительного топлива; $\rho_{\partial m}$, $V_{\partial m}$ - плотность и объем поступившего дополнительного топли-

ва; V_c - объем магистрали высокого давления и $\beta_{ср m+см}$ - средняя сжимаемость топлива и смеси в этом объеме.

При расхождении полученной и заданной концентрации дополнительного топлива в смеси больше допустимого расчет повторяется с новым уточненным значением ε .

ВЫВОДЫ

Предлагаемый метод гидродинамического расчета реализован в виде программы для ЭВМ.

Численное исследование разработанной топливной системы предлагаемым методом позволит определить и оптимизировать основные характеристики и параметры системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. - М.: Легион - Автодата, 2004. - 344 с.

2Свидетельство на полезную модель 42073 Российская Федерация, МПК⁷ F 02 M 25/022. Система питания дизеля / Свистула А.Е., Матиевский Д.Д., Калюжный Е.М., Тактак А. (РФ) - № 2004121938/22; заявл. 19.07.2004; опубл. 20.11.04, Бюл. №32.

3Фомин Ю.Я. Гидродинамический расчет топливных систем дизелей с использованием ЭВМ/ Ю.Я.Фомин. - М.: Машиностроение, 1973. -144 с.

4Фомин Ю.Я. Топливная аппаратура дизелей/ Ю.Я. Фомин, Г.В. Никонов, В.Г. Ивановский. - М.: Машиностроение, 1982. - 168 с.

5Вазов В. Разностные методы решения дифференциальных уравнений в частных производных / В. Вазов, Дж. Форсайт. - М.: Изд-во иностр. лит., 1963. - 487 с.

Мысник М.И.,
Свистула А.Е., д.т.н., проф.,
АлтГТУ им. И.И. Ползунова, Барнаул,
тел. (8385)260516, e-mail: SAE59@mail.ru

*Работа выполнена при поддержке федеральной целевой программы (ФЦП)
«Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы*