

дисциплине Системы питания в МГТУ, применяется при выполнении договорных работ.

Литература:

1. Сайт <http://energy.power.bmstu.ru/e02/inject/i00rus.htm>
2. Иващенко Н.А., Вагнер В.А., Грехов Л.В. Моделирование процессов топливоподачи и проектирование топливной аппаратуры дизелей. – Барнаул-М.: Изд-во АлтГТУ им. И.И.Ползунова, 2002. – 166 с.

ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА ДЛЯ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ВПРЫСКИВАНИЯ БЕНЗИНА В ДВУХТАКТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Грехов Л.В., Потапов А.И. (Московский государственный университет им. Н.Э.Баумана)

В двигателях с искровым зажиганием наряду с традиционными системами подачи топлива во впускную систему, в последнее десятилетие, большое значение приобретают, системы непосредственного впрыскивания топлива в цилиндр. Ужесточение норм токсичности отработавших газов с введением в России экологического регламента для автомобильной техники ставит под сомнение возможность дальнейших разработок и производства двухтактных бензиновых двигателей с карбюратором. Радикальным средством снижения расхода бензина и токсичности отработанных газов, в первую очередь именно таких двигателей, является применение систем непосредственного впрыскивания топлива (СНВТ).

Существующие методики расчёта топливоподающей аппаратуры (ТПА) непосредственного действия по заданной характеристике впрыскивания для дизельного двухтактного двигателя позволяют получить весьма приблизительные расчётные данные для проектирования элементов бензиновой топливной аппаратуры. Также очевидно, что необходимое давление впрыскивания в бензиновом двигателе связано со специфическими условиями смесеобразования в нем. А это вносит существенные коррективы в конструкцию топливного насоса высокого давления и форсунки, для доводки ТПА используется компьютерная оптимизация ТПА.

Для оптимизации рабочего процесса и впрыскивания топлива бензинового двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой использовалась программа “ВПРЫСК”, разработанная в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Это позволило оптимизировать параметры ТПА по критерию заданной характеристике впрыскивания.

Первичное определение основных размеров и параметров СНВТ на первом этапе (до компьютерной оптимизации) производилось с использованием следующих соотношений [1]:

1. Цикловая подача из условия обеспечения питания двигателя:

$$g_{ц} = \frac{G_T \tau}{120 n_{дв} i} = \frac{g_{e ном} \cdot N_{e ном} \tau}{120 \cdot n_{дв} \cdot i_{ц}}, \quad (1)$$

где $g_{e ном}$, $N_{e ном}$ – расход топлива и мощность на номинальном режиме; τ – тактность (2 или 4); $i_{ц}$ – число цилиндров; G_T – часовый расход топлива; $n_{дв}$ – частота вращения вала двигателя.

2. Цикловая подача и производительность ТНВД из условия его размерности:

$$Q^{max} = 0,25\pi \cdot d_{пл}^2 \cdot h_{акт} \cdot \eta \cdot i_{пл} \cdot n_{ТНВД}, \quad (2)$$

где $d_{пл}$ – диаметр плунжера; $h_{акт}$ – активный ход плунжера; $i_{пл}$ – число плунжеров; η – коэффициент подачи; $n_{ТНВД}$ – частота вращения вала насоса; ρ_T – плотность топлива.

3. Из формул (1) и (2) оцениваем базовый (реперный) размер насосной секции, т.е. диаметр плунжера:

$$d_{пл} = \sqrt{\frac{4g_{ц ном}}{\pi \cdot \rho \cdot \eta \cdot (h_{акт})_{ном}}} \quad (3)$$

На рис. 1 представлена трехмерная модель двухсекционного ТНВД, создаваемого для быстроходного двухцилиндрового двухтактного двигателя.

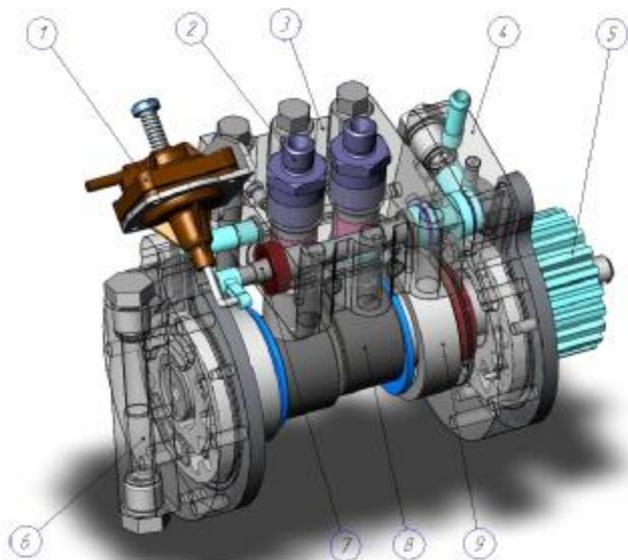


Рис. 1. Плунжерный ТНВД с регулированием цикловой подачи дросселированием на впуске:

- 1-мембранный всережимный регулятор;
- 2-нагнетательный клапан;
- 3-крышка насоса;
- 4-подкачивающий насос;
- 5-шків привода; 6-насос контура смазки; 7-ось дросселя; 8-эксцентриковый вал; 9-подшипник

4. Среднее давление впрыскивания, число и диаметр сопловых отверстий, продолжительность впрыскивания предварительно могут быть связаны очевидным балансовым соотношением

$$g_{ц} = i_c \cdot \mu_c f_c \cdot U_c \cdot \rho_T \cdot \Phi_{впр}^д \quad (4)$$

где i_c – число отверстий в форсунке; $\mu_c f_c$ – эффективная площадь соплового отверстия; $\Phi_{впр}^д$ – действительный угол впрыскивания; $U_c = \mu_c \sqrt{2(\bar{P}_{впр} - P_{цил})} / \rho_T$ – среднерасходная скорость истечения из сопла.

Последняя определяется с учетом реальной характеристики впрыскивания (рис.2). Она может быть получена обработкой экспериментальных данных, либо для любого режима – гидродинамическим расчетом ТПА.

5. Если применяется не сопловая форсунка, а клапанная, то дросселирующее (по-прежнему будем называть “сопловое”) сечение определяется как боковая поверхность усеченного конуса:

$$f_c = \pi \cdot x_{и} \cdot \sin \alpha \cdot (d_1 - x_{и} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha), \quad (5)$$

где d_1 – минимальный диаметр запорного конуса седла; α – полуугол при вершине запорного конуса клапана.

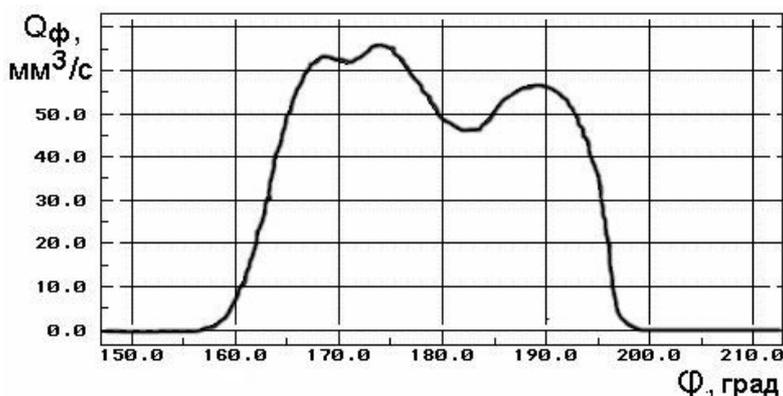


Рис. 2. Типичная характеристика впрыскивания СНВТ с клапанной форсункой и регулировании ТНВД дросселированием на всасывании

6. Форму гидравлической характеристики такой форсунки, отражающей ее поведение на различных режимах, можно определить из соотношения [2]:

$$Q_{\phi} = \mu \pi \sin \alpha (p_{\phi} - p_{\phi_0}) \left\{ \frac{d_{\text{кл}} - [(p_{\phi} - p_{\phi_0}) \sin \alpha \cos \alpha]}{b} \right\} \sqrt{\frac{2}{\rho_{\Gamma}} (p_{\phi} - p_{\text{цил}})}, \quad (6)$$

где p_{ϕ_0} – давление начала впрыскивания; $d_{\text{кл}}$ – диаметр запорного конуса клапана, $c_{\text{пр}}$ – жесткость пружины, $b = \frac{4c_{\text{пр}}}{\pi(d_{\text{кл}}^2 - d_1^2)}$ – приведенная жесткость пружины.

На рис. 3 представлен разрез разработанной форсунки.

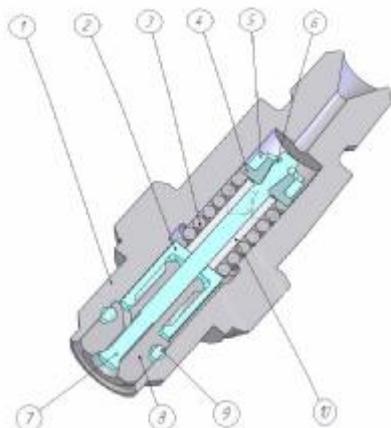


Рис. 3. Клапанная форсунка: 1- корпус форсунки; 2-гайка регулировочная; 3-пружина; 4-сухарь; 5-втулка; 6-фиксатор; 7-игла; 8-корпус распылителя; 9-кольцо уплотнительное; 10- втулка дистанционная

7. Длина трубопровода задана условиями компоновки и выбирается минимально возможной. Внутренний диаметр, также уточняемый в гидродинамическом расчете, первично оценивается из соображения допустимого гидравлического сопротивления:

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{\xi_{\text{ц}} n_{\text{кул}}}{U_{\text{max}} \Phi_{\text{впр}}^{\text{д}} \rho_{\Gamma}} \cdot \frac{24}{\pi K_{\text{и}}}}, \quad (7)$$

где U_{max} – максимальная скорость в трубопроводе, рекомендуемая $U_{\text{max}}=50 \dots 80$ м/с; $K_{\text{и}}=0,66$.

Для двухтактного двигателя с системой непосредственного впрыскивания топлива с механическим регулированием цикловой подачи наиболее целесообразно использовать схему регулирования по разряжению во впускном трубопроводе двигателя: теоретически и рядом опытов установлено, что с достаточной точностью можно принять, что коэффициент наполнения η_v линейно зависит от величины $\Delta p_{\text{к}}$. Это подтверждается кривыми изменения величин η_v от $\Delta p_{\text{к}}$, построенными

для различных двигателей при различных числах оборотов вала [2]. Общая схема системы непосредственного впрыскивания, где цикловая подача топлива управляется дросселированием на впуске пневмомеханическим регулятором, может быть такой, как показано на рис. 1.

С использованием методик расчёта и программы оптимизации топливоподающей аппаратуры разработанных в МГТУ им. Н.Э. Баумана на ОАО «ДААЗ» уточнялись параметры топливной аппаратуры, и был изготовлен опытный образец ТПА непосредственного действия для двухтактного бензинового двигателя, подготовленный к моторным испытаниям. На рис. 4 показаны стендовые испытания клапанной форсунки.



Рис. 4. Развитие топливной струи клапанной форсунки в интервале давлений от 0,1 МПа до 0,4 МПа

Литература:

1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / С.И.Ефимов, Н.А.Иващенко, В.И.Ивин и др. Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова. - 3 - е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1985. - 456 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ СЖИЖЕННЫМ УГЛЕВОДОРОДНЫМ ГАЗОМ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ ДВИГАТЕЛЯ

Злотин Г. Н., Захаров Е. А., Белов А. В. (Волгоградский государственный технический университет)

Сжиженный углеводородный газ (СУГ) все шире используется в качестве моторного топлива для ДВС. В настоящее время наиболее современным типом аппаратуры для питания газом двигателей с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием являются системы с распределенным впрыском, однако, по-прежнему на многие автомобили устанавливаются системы со смесителем, в который газ поступает из баллона через двухступенчатый редуктор. Такое газобаллонное оборудование (ГБО) не адаптируют, в полной мере, к конкретной модели двигателя. Это обстоятельство может негативно сказываться на характеристиках двигателя, особенно на переходных режимах, на которых в городских условиях эксплуатации значительную долю времени работают двигатели легковых автомобилей, маршрутных такси, малотоннажных грузовиков.

Адаптация ГБО к конкретной модели двигателя экспериментальным путем связана с большими временными и финансовыми затратами. В связи с этим практическое значение имеют математические модели, позволяющие оценивать и оптимизировать динамические характеристики системы питания двигателя сжиженным газом и конкретной модели двигателя.