

порции топлива. Из них первая – наименьшая (15 мг/ц), вторая – близка к первой (20 мг/ц), и третья – в 2,0 - 2,5 раза превосходит первую и вторую.

3. Для расширения зоны эффективного использования двухфазной подачи топлива по величине предварительной подачи следует уменьшить или полностью исключить прямые потери топлива, попадающего на стенки цилиндра, оптимизацией параметров впрыскивания, позволяющей уменьшить кинетическую энергию топливной струи, взаимодействующей с поверхностями камеры сгорания и днища поршня.

Список литературы:

1. Лазарев Е.А. Эффективность разделенного впрыскивания топлива в тракторных дизелях с камерой сгорания ЦНИДИ / Е.А.Лазарев, Б.Л. Арав, Е.Г.Пономарев // Дви-

гателестроение. – 1990. – № 11. – С. 51–54. 2. Лазарев Е.А. Эффективность разделенного впрыскивания топлива в камеру сгорания дизеля/ Е.А.Лазарев, В.С.Мурзин, А.П.Маслов // Двигателестроение. – 2008. – № 3. – С. 13–16. 3. Врублевский А.Н. Оценка возможности ступенчатого врыскивания топлива в цилиндр дизеля 4ДТНА с помощью двухпружинной форсунки/ А.Н Врублевский, А.В. Денисов, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания. – №2. – 2006. – С. 79–84. 4. Грицюк А.В. Новые возможности разделенной топливной системы непосредственного действия для улучшения показателей малолитражного дизеля / А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – №2. – 2009. – С. 32–35. 5. Свистула А.Е. Патент на полезную модель 42073 Российская Федерация, МПК⁷ F 02 М 25/022. Система питания дизеля. / А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский, Е.М. Калюжный, А. Тактак (РФ) - № 2004121938/22; заявл. 19.07.2004; опубл. 20.11.04, бюл. № 32.

УДК 621.436

С. И. Тырловой, канд. техн. наук

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ТНВД ПРИ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ ВЫСОКОБОРОТНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Для высокооборотных автомобильных дизелей свойственны неустановившиеся режимы при высоких знакопеременных угловых ускорениях коленчатого вала. С ним связан вал ТНВД, оснащенного электронным регулятором, а для механических регуляторов и вал крестовины грузов. В этом случае методы счета переходных процессов должны быть соответствующим образом скорректированы. Прежде всего, это касается расчета процесса впрыска, который происходит при начальных условиях, отличных от стационарных (давление топлива на входе в плунжерную пару, остаточное давление в трубках ВД, темп нарастания давлений в элементах системы с соответствующим изменением физических свойств сжимаемой жидкости и другими). Кроме того, при эксплуатации могут иметь место различные износы плунжерных пар и вязкости применяемых топлив. Работа регулятора при этом так же отлична от стационарных режимов. Поэтому разработка математической модели ТНВД при переходных процессах необходима как для разработки мероприятий по должной настройке САРЧ, так и для прогнозирования производительности установок с высокооборотными автомобиль-

ными дизелями в различных случаях эксплуатации, что является весьма актуальным.

Формулирование проблемы

В доступной литературе отсутствуют исследования переходных процессов рассматриваемых объектов – распределительных топливных насосов высокооборотных дизелей. При установившихся режимах вопросам работы механических регуляторов посвящены многие работы, например [1,2], процессы топливоподачи распределительных ТНВД описаны в работах [3,4] и других. Однако процесс топливоподачи при неустановившихся режимах отличается от такового для стационарных режимов по крайней мере следующим: активный ход плунжера, определяемый координатой дозатора, не определяет полностью цикловую подачу топлива, которая зависит так же от частоты вращения вала насоса (скорости плунжера), давления топлива в корпусе насоса, вязкости и других физических свойств топлива [5], конструкции нагнетательных клапанов и связанного как с этим, так и с текущей угловой скоростью остаточного давления в трубопроводе высокого давления (ВД). Переходные процессы могут идти по-разному в зависимости от износа плунжерных пар, а в случае механического регулятора – и от износа его элементов. Последнее

учтено в работе [6], в работе [7] получены частотные характеристики дозатора.

Учет названных факторов дает возможность получения адекватной математической модели, отсутствие которой препятствует развитию работ по совершенствованию эксплуатационных показателей исследуемых двигателей.

Решение проблемы – получение частотных характеристик топливоподачи

Для перехода к частотным характеристикам топливоподачи, как первого этапа исследования переходных процессов рассматриваемых высокооборотных дизелей, выполнена серия расчетов процесса впрыска при различных положениях дозатора, частотах вращения, давлениях в цилиндре, износах плунжерной пары и распылителей форсунок, а также физических свойств топлива, прежде всего вязкости и сжимаемости.

По результатам моделирования процесса впрыска в данном случае определялись цикловая подача топлива (рис. 1) и остаточное давление $P_{ост}$ в трубопроводе ВД (рис. 2).

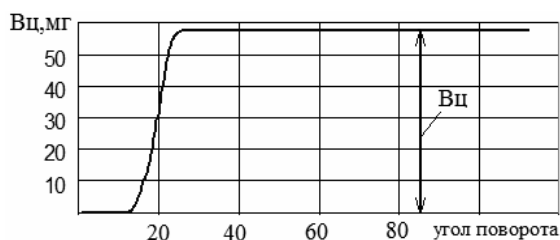


Рис. 1. К определению цикловой подачи по интегральной характеристике

Режим $n=1200\text{мин}^{-1}$, $H_{от}=1,5\text{мм}$, дизельное топливо (вязкость 4сСт) для новой плунжерной пары диаметром 9мм

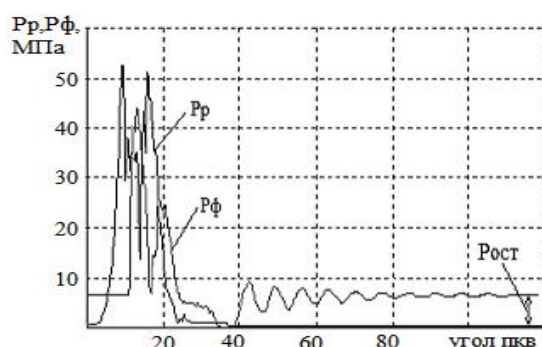


Рис. 2. К определению остаточного давления $P_{ост}$
 $P_{ост}$ - давление над плунжером; $P_{ф}$ - давление перед форсункой. Режим $n=1200\text{мин}^{-1}$, $H_{от}=1,5\text{мм}$, дизельное топливо (вязкость 4сСт), для новой плунжерной пары диаметром 9мм

Расчет величины цикловой подачи проводился для различных частот вращения вала ТНВД, физических свойств топлива и положений дозатора.

На каждом шаге переходного процесса из уравнения динамики регулятора определяется координата дозатора топлива $H_{от}$. Для механического регулятора распределительного ТНВД в работе [2] получено уравнение

$$m_p \frac{d^2 z}{dt^2} = A(\omega, z) - E(\phi, z) - \theta \frac{dz}{dt},$$

откуда находится $H_{от}$ как функция от координаты муфты измерителя Z :

$$H_{от} = H_0 + (Z_{max} - Z + Y1) * L_{от} / L_z.$$

Частотные (амплитудные, фазовые и амплитудно-фазовые) характеристики дозатора, полученные в работе [7], приняты за основу для расчета частотных характеристик топливоподачи при гармонических возмущениях угловой скорости приводного вала топливного насоса высокого давления.

Проведенное в данной работе расчетное исследование позволило решить поставленную выше проблему – по известной координате дозатора определить текущую цикловую подачу ($B_{ц}$) при переходных процессах в зависимости от физических свойств топлива, режима ДВС, конструкции и технического состояния ТНВД. Для определения $B_{ц}$ получены регрессионные зависимости, которые используются в математической модели регулятора (после вычисления $H_{от}$) при моделировании переходных процессов высокооборотных автомобильных дизелей. Некоторые результаты показаны ниже графически и в форме регрессионных зависимостей.

Для дизельного топлива (при вязкости 4 сСт) и при использовании новой плунжерной пары диаметром 9мм названная регрессионная зависимость имеет вид:

$$B_{ц} = 17,7 \cdot H_{от}^2 - 8,33 \cdot H_{от} + 0,00605 \cdot n - 0,113 \cdot n^2 \cdot 10^{-4} + 0,0218 \cdot n \cdot H_{от} - 1,01.$$

При использовании вязких топлив, наличии износа плунжерной пары, других конструктивных отличий ТНВД регрессионная зависимость имеет тот же вид, однако коэффициенты в каждом конкретном случае другие. Так, например, для топлива с вязкостью 16 сСт при использовании плунжерной пары с максимально возможным в эксплуатации износом на рис.3 показано изменение цикловой

подачи (поправка $\Delta V_{ц}$) по сравнению с дизельным топливом (ДТ) для 2-х положений дозатора $H_{от}$ в диапазоне частот вращения вала насоса от 100 до 2000 мин⁻¹.

Для пусковой частоты вращения влияние вязкости топлива иллюстрируется графиком на рис. 4, полученном при моделировании процесса впрыска предельно изношенной плунжерной парой при максимальном положении дозатора $H_{от}=1,5$ мм.

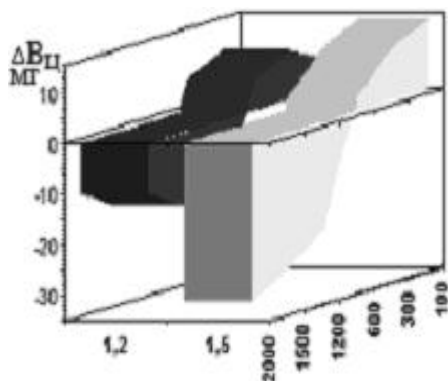


Рис. 3. Изменение $\Delta V_{ц}$ для вязкости 16с Ст по сравнению с ДТ при максимальных утечках для положений дозатора $H_{от}=1,2$ мм и 1,5 мм

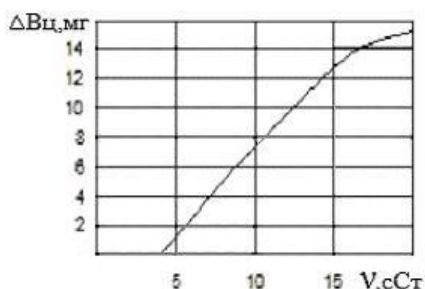


Рис. 4. Изменение $\Delta V_{ц}$ от вязкости при максимальных утечках для $n=100$ мин⁻¹

На рис. 5 показана зависимость цикловой подачи смесового топлива от частоты вращения ТНВД и вязкости для предельно изношенной плунжерной пары для максимального положения дозатора.

Из данных, приведенных на рис. 5, следует, что для постоянного положения дозатора с повышением частоты вращения более 600 мин⁻¹ (1200 мин⁻¹ по коленчатому валу 4-х тактного двигателя) цикловая подача дизельного топлива (вязкость 4 сСт) возрастает более чем в 7 раз.

В тоже время для вязкого топлива (вязкость 20 сСт) $V_{ц}$ снижается в 2 раза (не считая пусковую

частоту вращения). Этот факт неизбежно требует учета при моделировании переходных процессов.

Одновременное влияние на величину цикловой подачи износа плунжерной пары и вязкости топлива показано на рис.6 для стартерной частоты вращения ТНВД.

На величину цикловой подачи топлива при фиксированном положении дозатора в меньшей степени влияют и другие факторы – давление топлива в корпусе насоса и остаточное давление в трубопроводе высокого давления.

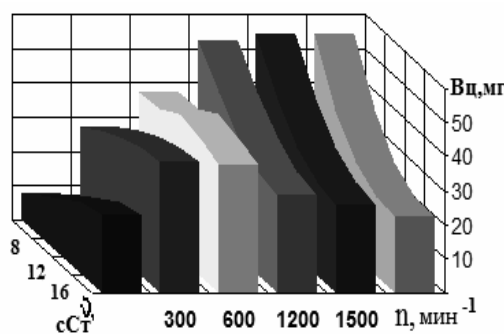


Рис. 5. Цикловая подача топлива в зависимости от частоты вращения ТНВД и вязкости для предельно изношенной плунжерной пары для $H_{от}=1,5$ мм

Последнее зависит не только от режимных параметров двигателя, но и от конструкции, а так же износа нагнетательных клапанов и состояния их пружин.

Так, например, на рис. 7 приведены значения приращений цикловой подачи ($\Delta V_{ц}$) в случае отсутствия учета изменения $P_{ост}$ в зависимости от режима работы.

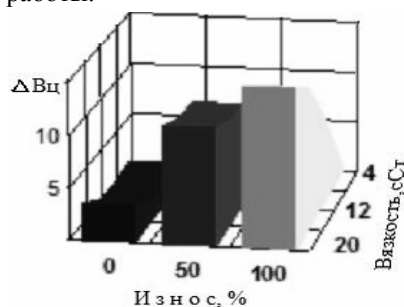


Рис. 6. Изменение $\Delta V_{ц}$ в зависимости от вязкости топлива и износа плунжерной пары

Полученные данные позволяют получить частотные характеристики топливоподачи рассматриваемых распределительных ТНВД высокооборотных автомобильных дизелей. На рис.8 показаны частотные характеристики дозатора (2) и топливоподачи (1) при 50%-м износе плунжерных пар.

В дальнейшем планируется использовать эти результаты для моделирования переходных процессов высокооборотных автомобильных дизелей и установок с ними в различных условиях эксплуатации.

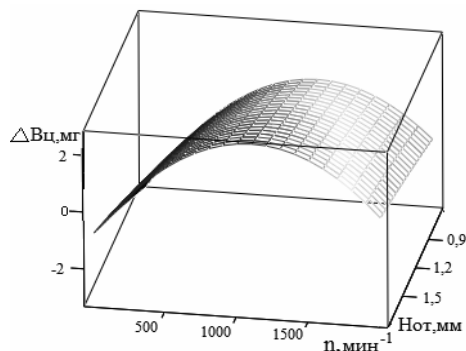


Рис. 7. Влияние изменения $P_{ост}$ на $\Delta V_{ц}$ в зависимости от n и $H_{от}$

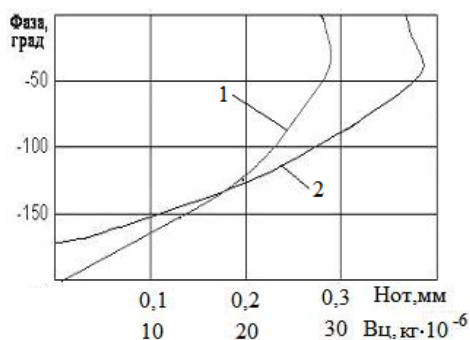


Рис. 8. Совмещенные частотные характеристики дозатора и топливоподачи

1 - топливоподача; 2 - координата дозатора

Заключение

1. Получены аппроксимирующие выражения для вязкости, сжимаемости и плотности топлива.

2. Проведенный расчетный эксперимент позволил получить зависимость цикловой подачи топлива от его свойств и режимных параметров дизеля;

3. Полученные данные позволяют выполнить моделирование переходных процессов распределительных ТНВД автотракторных дизелей.

4. Изменение вязкости топлива и износ плунжерных пар существенно влияют на изменение цикловой подачи во всем диапазоне режимов высокооборотных дизелей.

5. При использовании вязких топлив должна быть должным образом изменена настройка регуляторов.

Список литературы:

1. Крутов В.И. Автоматическое регулирование ДВС / В. И. Крутов. – Машиностроение, 1987. – 512 с.
2. Тырловой С.И. Моделирование работы многорежимных регуляторов распределительных ТНВД / С. И. Тырловой // Вестник СХУ. – 2007. – №8(114), часть 1. – С. 171-176.
3. Голубков Л.Н. Топливные насосы высокого давления распределительного типа: Учебно-практическое пособие / Л. Н. Голубков, А. А. Савастенко, М. В. Эммиль. - М: "Легион-Автодата", 2000. – 176 с.
4. Крайнюк А.И. Моделирование движения жидкости в топливных трубопроводах высокого давления дизелей с учетом следа прошедших волн / А.И. Крайнюк, С.И. Тырловой, В.В. Гладков // Вестник СХУ. – 2000. – №5(27). – С. 133-136.
5. Марков В.А. Зависимость физических свойств автотракторных топлив от температуры и давления / В.А. Марков // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1999. – №1. – С. 57-73.
6. Тырловой С.И. Влияние эксплуатационных факторов на характеристики регуляторов распределительных ТНВД высокооборотных дизелей / С.И. Тырловой // Вестник СХУ им. В. Даля. – 2008. – №7(125), часть 2. – С. 263-267.
7. С.И. Тырловой. Амплитудно-фазовые характеристики регуляторов высокооборотных автомобильных дизелей / С.И. Тырловой // Двигуни внутрішнього згорання. – 2009. – №1. – С. 57-61.

УДК 621.43

**А.П. Марченко, д-р техн. наук, А.А. Осетров, канд. техн. наук,
И. Дубей, д-р философии, Маамри Р., докторант**

АНАЛИЗ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ВОДОРОДА В ЧЕТЫРЕХТАКТНОМ ОДНОЦИЛИНДРОВОМ ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВЫМ ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ

Актуальность проблемы

Водород рассматривается как перспективный вид топлива, в том числе и для двигателей внутреннего сгорания. Во-первых, при его сжигании

практически отсутствуют выбросы CO, CH и твердых частиц. Некоторое их содержание в отработавших газах объясняется выгоранием смазочного масла. Во-вторых, широкие пределы воспламеняе-