

темы (масса, коэффициент диссипации, жесткость).

В заключение, следует заметить, что применение предложенной концепции к конструированию ТНВД требует введения канала автоматического регулирования ТА по режимам работы двигателя, а значит реализацию в электронной системе управления дизеля (ЭСУД) характеристических карт $p_{ак} = f(n, V_{ц})$ с отрицательной обратной связью по $p_{ак}$.

Кроме того, введение предложенных изменений в конструкцию базового ТНВД (рис. 1) неизбежно потребует оптимизации его основных конструктивных параметров – диаметра, хода плунжера и др. по нескольким критериям качества, например: давления $p_{ак}$; контактными напряжениям в приводе насоса; величине подачи; мощности, затрачиваемой на сжатие топлива.

Заключение

На основании проведенной работы можно сделать следующие выводы:

1. Проведенная модернизация ТНВД непосредственного действия дизеля серии ДТ и осуществленный алгоритм регулирования $p_{ак}$, позволили провести безмоторные и моторные испытания первой отечественной аккумуляторной ТА с электронным управлением. Дальнейшие работы по внедрению на высокооборотном дизеле аккумуляторной ТА должны быть направлены на снижение затрат мощности на привод ТНВД при увеличенных до 160 МПа и выше $p_{ак}$. Данные требования без предложения принципиально новых подходов к разработке конструкции насоса и его управлению осуществить невозможно.

2. Для уменьшения потребляемой на привод ТНВД аккумуляторной ТА мощности в его конструкцию необходимо внести изменения в виде уста-

новки впускного автоматического клапана и управляемого дросселирующего клапана.

3. Управление проходным сечением дросселирующего отверстия рационально осуществлять электромагнитом, работающим по сигналу ШИМ.

4. Введение в конструкцию управляемого клапана требует создания в ЭСУД дополнительного канала управления с обратной связью.

Список литературы:

1. Даутов Т. М. Новое поколение плунжерных насосов высокого давления производства ОАО «Ижнефтемаш» / Т.М. Даутов, Р.Е. Газаров // www.neftemash.ru/press/42/index.htm.
2. Лисовал А.А. Математическая модель для экспериментальной аккумуляторной системы топливоподачи дизеля / А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. - №1. – С. 59-63.
3. Быков В.И. Дизели СМД для автобусов / В.И. Быков, К.Е. Долганов, А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. - №1. – С. 13-17.
4. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344с.
5. Врублевский А.Н. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов ЭГФ / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 44 – 52.
6. Габитов И.И. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей / И.И. Габитов, Л.В. Грехов, А.В. Неговора: М.: Легион-Автодата, 2008. – 248 с.
7. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. - М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.
8. Результаты безмоторных испытаний дизельной электрогидравлической форсунки / [А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.Н. Врублевский, А.В. Денисов] // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №2. – С. 91 – 97.
9. Грицюк А.В. Новые возможности разделенной топливной системы непосредственного действия для улучшения показателей малолитражного дизеля / А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. - №2. – С. 32 – 35.

УДК 621.436

А.Е. Свистула, д-р техн. наук, Г.Д. Матиевский, д-р техн. наук

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ДВОЙНОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ

Постановка задачи

При двойной подаче топлива в дизеле предусматривается разделение цикловой порции на две части по количеству и по времени подачи. Одна из них – основная, большого объема, подается в цилиндр в районе верхней мертвой точки (ВМТ) в такте сжатия. Вторая – предварительная, первичная

или запальная меньшего объема, предшествует основной и подается в систему впуска или в цилиндр на тактах впуска, сжатия или в конце выпуска (Вигом-процесс). В случае, когда разделение во времени запальной и основной доз не происходит и основная порция следует непосредственно за малой

запальной, двойная подача топлива называется ступенчатой.

Общая структурная схема осуществления двойной подачи топлива в дизеле с системой непосредственного действия разделенного типа представлена на рис. 1. Из нее видно, что классификация подачи топлива может осуществляться по ряду

признаков: по фазам (тактам) рабочего цикла в каких осуществляется подача основной и дополнительной порций топлива; по способу (карбюрирование, впрыск) и месту (во впускной коллектор, в цилиндр) подачи дополнительной порции топлива; по конструктивным особенностям топливоподающей аппаратуры.

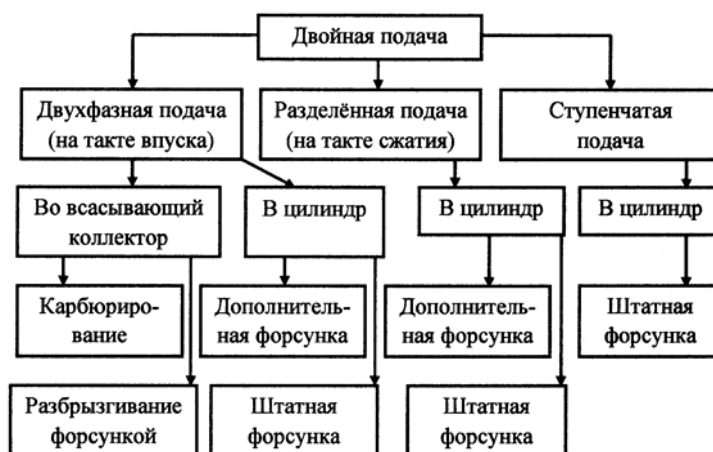


Рис. 1. Схема реализации двойной подачи топлива в дизеле

При всех различиях способов двойной подачи в исполнении их объединяет одна общая особенность: однотипный механизм воздействия на рабочий процесс через сокращение периода задержки воспламенения, связанного с тем, что впрыск основной порции топлива осуществляется в среду, в той или иной мере гомогенизированную и ионизированную протеканием холоднопламенных реакций окисления запальной порции топлива [1]. В результате скорость выделения теплоты в начальной фазе сгорания заметно снижается в сравнении с одноразовым впрыскиванием. При такой трансформации процесса сгорания снижается «жесткость», максимальные давление и температура сгорания. Открываются возможности использования топлив с низким цетановым числом или водотопливных эмульсий, реализации многотопливности, снижения тепловой и механической нагруженности двигателя, шумности, уровня вредности и дымности отработавших газов [1-4].

Однако известно, что подавление скорости выделения теплоты в начальной фазе сгорания в районе ВМТ создает предпосылки к снижению экономичности цикла. К ним можно отнести увеличение вероятности нарушения принципа смесеобразования: топливный факел основной подачи не должен проходить через зону воспламенения запальной порции. Это приводит к ухудшению мак-

росмесеобразования по причине переобогащения смеси в зоне воспламенения и переобеднению ее в периферийных объемах камеры сгорания. Несомненно, что все эти нарушения наиболее выражены при преждевременном воспламенении запальной порции топлива, и при организации двойной подачи топлива оно должно быть исключено [1].

Вместе с тем существуют и факторы положительного влияния на эффективность использования теплоты в цикле. К ним следует отнести значительную гомогенизацию смеси запальной порции топлива (кроме ступенчатой подачи), и сокращение продолжительности основной подачи, которые уменьшают продолжительность фаз основного сгорания и догорания топлива.

Двухразовая подача топлива оказывает влияние на эффективность преобразования теплоты в работу, как через изменение условий смесеобразования и сгорания общей порции топлива, так и через ее уменьшение из-за наличия прямых потерь первичной порции топлива. Разнонаправленность факторов влияния по опыту экспериментальных исследований приводит к трем возможным случаям: индикаторная и эффективная экономичности цикла и двигателя снижаются, остаются неизменными или возрастают при достижении оптимальной величины первичной подачи, равной 10 - 25 % от полной подачи.

Результаты экспериментального исследования

Двухфазная подача топлива была осуществлена на экспериментальной одноцилиндровой установке размерностью 130/140 производства ПО АМЗ. Впрыск топлива осуществлялся специальной форсункой, к двум входным штуцерам которой топливо подводится в отдельности от каждой насосной секции по своим трубкам высокого давления, а затем и по каналам в форсунке (основному и дополнительному) через обратные клапаны непосредственно в полость под иглой распылителя [5]. Экспериментальная система двухразовой подачи дает возможность осуществлять двухфазную, разделенную и ступенчатую подачи.

В исследованиях система была настроена на двухфазную подачу топлива по схеме на рис.2. Подача запальной порции производилась в такте впуска после ВМТ сразу же после закрытия выпускного клапана, а основная – как обычно, в конце такта сжатия.

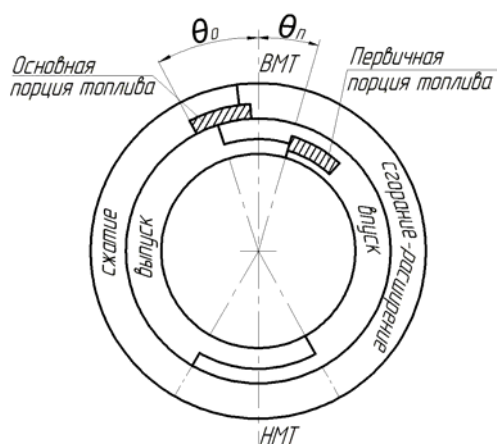


Рис. 2. Диаграмма фаз двойной топливоподачи

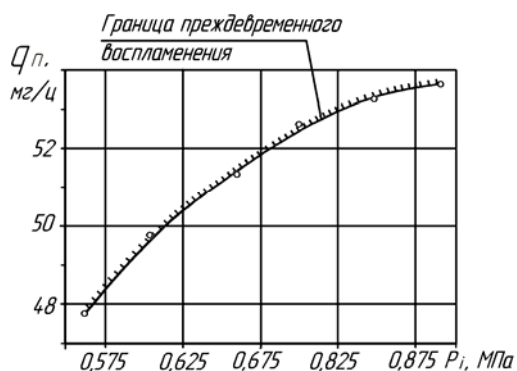


Рис. 3. Граница преждевременного воспламенения: $n=1750 \text{ мин}^{-1}$, 4-сопловый распылитель

Обобщающий график изменения границы преждевременного воспламенения предваритель-

ной порции q_p^e в функции исходной индикаторной нагрузки, фиксируемого по индикаторной диаграмме, представлен на рис. 3. Откуда следует, что граничные порции топлива достаточно большие, в среднем около 50 мг/ц, что составляет более половины от цикловой подачи номинального режима, имеют тенденцию к увеличению с ростом нагрузки. Последнее объясняется тем, что с увеличением нагрузки для появления локальных зон гетерогенной смеси – источника самовоспламенения – требуется большая первичная подача топлива.

Испытания по выбору угла опережения начала подачи основной порции топлива θ_0 подтверждают слабое влияние угла θ_0 на индикаторный КПД и существенное на максимальное давление и скорость нарастания давления в диапазоне изменения угла $\theta_0 = 24 - 31^\circ$ до ВМТ. За оптимальный принят угол в 26° до ВМТ, при значении которого снята характеристика влияния количества предварительной подачи топлива на показатели работы дизеля (рис. 4-а).

Анализируя графики на рис. 4-а, можно установить зону эффективного воздействия двухфазной подачи на показатели работы двигателя. В этой зоне, расположенной в диапазоне изменения $q_p = 0 - 20$ мг/ц, индикаторный КПД η_i больше (или равен на границах зоны), а значения жесткости, максимального давления сгорания, содержания окислов азота и сажи в отработавших газах ниже по сравнению с исходным режимом при $q_p = 0$.

Выход за правую границу зоны нежелателен по причине существенного уменьшения КПД η_i .

Для достижения наибольшего увеличения индикаторного КПД (на 5 %) и пренебрежения эффектом уменьшения динамики цикла, дымности и токсичности в сравнении с исходным режимом необходимо назначать оптимальное значение $q_p = 15$ мг/ц. Для получения большего эффекта в снижении максимального давления, жесткости сгорания и содержания в ОГ окислов азота следует принимать $q_p = 20$ мг/ц.

На рис. 4-б приведена зависимость среднего давления механических потерь P_m от величины предварительной подачи q_p , полученного методом «прокрутки», в расширенном диапазоне изменения q_p . Начиная с подачи q_p^M , несколько большей 20 мг/ц, четко прослеживается снижение давления механических потерь на 10 % от величины P_m в исходном режиме работы дизеля при $q_p = 0$. Причиной такого снижения давления P_m является попадание части предварительной порции топлива в

масляную пленку зеркала цилиндра и ее разжижение, несмотря на ориентацию топливных струй в камеру сгорания.

Для установления факторов влияния на вторую характерную величину подачи q_n^M были проведены пробные испытания по углу начала подачи первичной дозы топлива q_n для трех видов распылителей, отличающихся числом сопловых отверстий и их диаметром с неизменным общим эффективным проходным сечением: односопловым (центральное положение), четырех- и пятисопловым. Результаты испытаний (рис. 5) показывают увеличение q_n^M при переходе от односоплового распылителя к пятисопловому и с ростом угла запаздывания впрыска первичной дозы топлива после ВМТ.

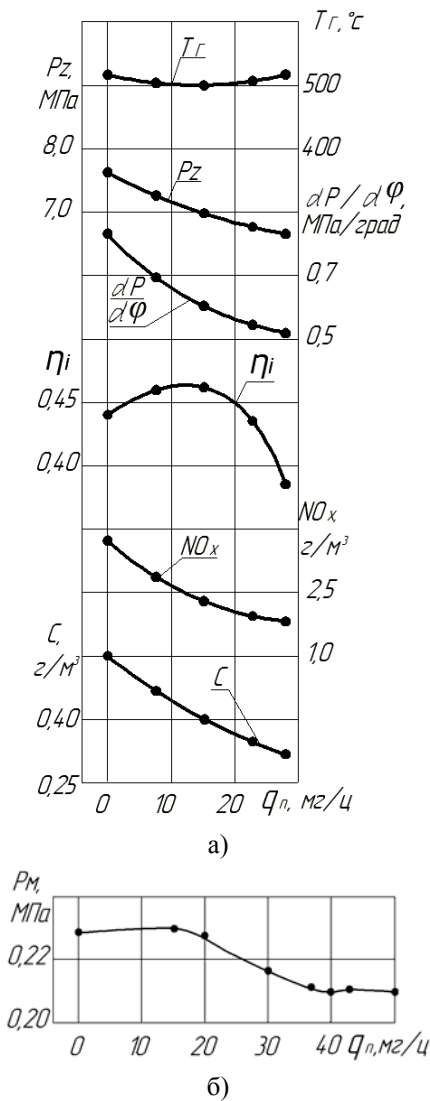


Рис. 4. Влияние предварительной порции топлива на показатели дизеля:
 $n=1750 \text{ мин}^{-1}$; $P_i=0,875 \text{ МПа}$;
 $q_n + q_o = q_{\text{цикл}} = \text{const}$; 4-сопловый распылитель

Наиболее вероятной причиной получения лучших результатов в случаях пятисоплового распылителя при более поздних углах θ_n следует считать снижение кинетической энергии топливной струи при контакте с поверхностями камеры сгорания и днища поршня, обусловленное меньшими массой и скоростью вытекающего топлива и увеличением длины пролета струи к моменту встречи с поверхностями. Эти факторы уменьшают количество топлива, отраженного от поверхностей, частично попадающего на стенку цилиндра и снижающего механические потери. Соответственно величина q_n^M сдвигается в область более высоких значений.

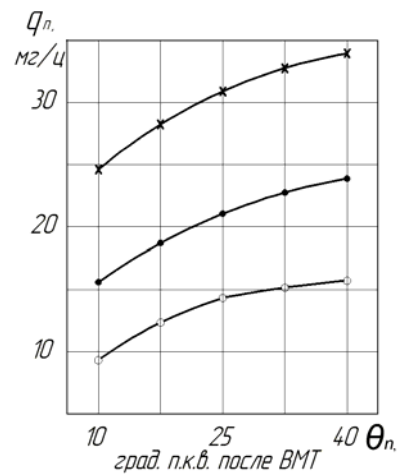


Рис. 5. Параметры предварительной порции топлива q_n^M :
 o – 1-сопловый распылитель; • – 4-сопловый распылитель; x – 5-сопловый распылитель

Выводы

1. При подаче первичной дозы топлива на такте впуска (после завершения выпуска) и выявленном оптимальном значении первичной дозы в 20 % от номинальной цикловой подачи и угле начала подачи основной порции в 27 градусов до ВМТ достигнуто увеличение индикаторного КПД на 4 %, снижение максимального давления цикла и жесткости соответственно на 10 % и 25 %, содержания окислов азота – на 40 %, сажи – на 30 %.

2. Определены три границы первичной подачи топлива, первая, q_n^3 определяет максимум индикаторного КПД, вторая, q_n^M - начало заметного снижения давления механических потерь, вызванного ростом прямых потерь топлива, попадающего на стенку цилиндра и разжижающего масло, третья, q_n^B - самовоспламенение предварительной

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