

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ИМПУЛЬСА ДАВЛЕНИЯ ЗА ТНВД СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

А.А. Обозов, д.т.н.

ЗАО УК «Брянский машиностроительный завод»

Приводятся результаты исследования работы топливной аппаратуры судового малооборотного дизеля 6S50MC-C (выпускаемого ЗАО УК БМЗ по лицензии компании «MAN Diesel»). Предложен метод оценки цикловой подачи топлива на основе анализа импульса давления топлива, образующегося после топливного насоса высокого давления (ТНВД). Получены дифференциальные и интегральные характеристики процесса топливоподачи дизеля, которые могут быть использованы для диагностики судовых дизелей в условиях эксплуатации.

При разработке систем технического диагностирования (СТД) дизелей следует руководствоваться принципом получения максимально возможного количества информации о функционировании систем дизелей на основе анализа разных по своей физической природе источников такой информации. Другим важным принципом является необходимость совмещенного (комплексного) анализа информации, поступающей от этих различных источников. Так, совмещенный анализ процессов, происходящих в системе топливоподачи и цилиндрах двигателя (индикаторного процесса), может оказаться значительно информативнее, чем анализ, основанный на отдельном рассмотрении этих процессов. При диагностировании топливной аппаратуры (ТА) дизеля значимым функциональным (диагностическим) параметром является цикловая подача топлива, впрыскиваемого в цилиндр.

Величина цикловой подачи топлива может быть определена различными методами, например: на основе анализа конструктивных характеристик топливного насоса высокого давления (ТНВД) (цикловая подача определяется как произведение активного хода плунжера, площади плунжера, коэффициента расхода и плотности топлива); из экспериментальных данных (в ходе испытаний двигателей регистрируются индексы ТНВД, частота вращения коленчатого вала и расход топлива. В результате не представляется затрудненным построить зависимость цикловой подачи от индекса рейки топливоподачи ТНВД). В ка-

честве альтернативных можно рассматривать методы, основанные на анализе индикаторного процесса, происходящего в цилиндре двигателя (существует явно выраженная корреляция между цикловой подачей и средним индикаторным давлением цикла; цикловую подачу топлива также можно определить из характеристик активного тепловыделения, получаемых при обработке индикаторных диаграмм).

Одним из методов определения цикловой подачи топлива является метод, основанный на анализе параметров импульса давления топлива, образующегося в контрольной точке после ТНВД (для регистрации импульса на крышке ТНВД судовых дизелей специально предусматривается установка датчика давления топлива).

Целью проведенного на БМЗ исследования было определение цикловой подачи топлива по параметрам зарегистрированного импульса давления топлива после ТНВД. Экспериментальные исследования проводились на судовом малооборотном дизеле MAN B&W 6S50MC-C, изготавливаемом по лицензии компании «MAN Diesel» (Германия–Дания). Технические характеристики дизеля приведены в табл. 1.

На рис. 1 приведены характеристики процесса топливоподачи дизеля 6S50MC-C, полученные на режимах винтовой характеристике в диапазоне изменения мощности 25–110 %СМДМ. На рисунке показан только фрагмент импульса давления топлива, соответствующий фазе впрыски-

Таблица 1

Технические характеристики судового малооборотного дизеля 6S50MC-C (заводское обозначение ДБ62)

Спецификационная максимальная длительная мощность (СМДМ)	8310 кВт
Частота вращения коленчатого вала	123 об/мин
Среднее эффективное давление цикла $p_{ме}$	17,2 бар
Диаметр цилиндров $D_{ц}$	0,5 м
Ход поршня S	2,0 м
Число цилиндров	6
Удельный эффективный расход топлива SFOC	171 г/(кВт·ч)

Примечание. Приведены параметры, соответствующие режиму СМДМ.

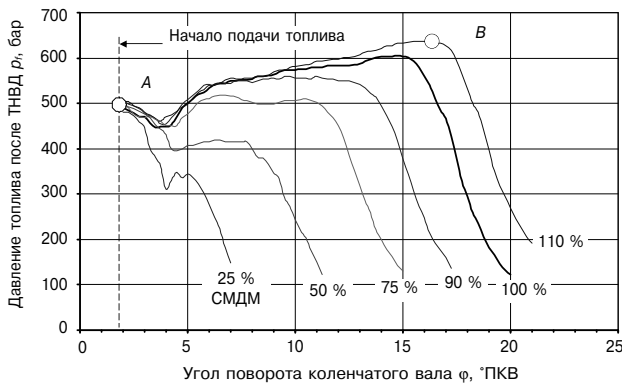


Рис. 1. Иллюстрация характера изменения давления топлива после ТНВД в течение фазы впрыскивания топлива в цилиндр двигателя

вания топлива в цилиндр (более подробное описание импульса можно найти в публикациях [1–3]).

Точке А приблизительно соответствует момент открытия форсунки и начало поступления топлива в цилиндр. Условно можно считать, что форсунка находится в открытом состоянии на участке от точки А и до тех пор, пока давление топлива перед форсункой остается выше статического давления открытия форсунки ($p_f > p_{f\text{откр}} = 300$ бар). Было принято допущение о том, что закрытие форсунки (посадка запирающей иглы) происходит мгновенно при давлении топлива после ТНВД, равном 200 бар (хотя такое допущение может оказаться не совсем корректным).

Основные конструктивные характеристики ТА исследуемого дизеля приведены в табл. 2.

Скорость истечения топлива из сопловых отверстий C_f (м/с) в процессе подачи топлива определяется по формуле

$$C_f = 1000 \sqrt{\left(\frac{2}{\rho}\right) \left(\frac{p_f - p_{cyl}}{10}\right)}, \quad (1)$$

где ρ — плотность топлива, кг/м³, приведенная к температуре топлива перед ТНВД; p_f — давление топлива после ТНВД, бар; p_{cyl} — среднее давление газов в цилиндре дизеля на участке подачи топлива, бар.

Таблица 2

Основные конструктивные характеристики ТА

Число форсунок, установленных на одном цилиндре Z_f	2
Число сопловых отверстий распылителя N_c	6
Диаметр сопловых отверстий распылителя d_c	0,95 мм
Диаметр плунжера ТНВД $d_{пл}$	52 мм
Скорость подъема плунжера (на линейном участке профиля топливной кулачной шайбы) $C_{пл}$	1,5 мм/°ПКВ

Величина p_{cyl} принимается постоянной, не зависящей от угла ПКВ (зависит только от режима работы двигателя). Для определения p_{cyl} используются полученные в ходе испытаний дизеля регрессионные уравнения, описывающие в широком диапазоне нагрузок зависимость давления сжатия p_{comp} и разностного комплекса $p_{max} - p_{comp}$ от давления продувочного воздуха p_{scav} (параметр p_{scav} идентифицирует нагрузочный режим двигателя):

$$p_{comp} = 37,45 p_{scav} + 1,47;$$

$$p_{max} - p_{comp} = -5,465 p_{scav}^2 + 21,70 p_{scav} + 7,91.$$

Было получено следующее описание параметра p_{cyl} в функции от давления продувочного воздуха p_{scav} , которое использовалось при расчете величины:

$$p_{cyl} = p_{comp} + 0,5(p_{max} - p_{comp}) = -2,733 p_{scav}^2 + 48,30 p_{scav} + 5,42.$$

В соответствии с формулой (1) получены профили скорости истечения топлива, которые имеют слегка возрастающий характер для режимов 75–110 % СМДМ. Основная доля цикловой подачи на этих режимах поступает в цилиндр при высоких скоростях истечения. Максимальная скорость истечения (см. рис. 1, точка В) на режиме 110 % СМДМ достигает 340 м/с. На режимах 25 и 50 % СМДМ основная доля цикловой подачи топлива поступает в цилиндр на ниспадающем профиле скорости. Тем не менее следует отметить, что на долевых режимах начало впрыскивания топлива происходит при значительных скоростях истечения (вследствие большего перепада давлений $p_{max} - p_{comp}$). В момент открытия форсунки скорость истечения на долевых режимах достигает 310–320 м/с. Расчеты показывают, что в момент посадки иглы на запорный конус форсунки происходит истечение топлива со скоростью 100–150 м/с, причем большие скорости соответствуют долевым режимам. Следует еще раз подчеркнуть, что приведенные выше параметры процесса топливоподачи получены на основе анализа давлений топлива, регистрируемых после ТНВД. Вследствие гидродинамических потерь уровни давлений перед форсункой будут меньше уровней давлений после ТНВД и соответственно действительные скорости истечения топлива будут меньше.

Скорость подачи топлива $dQ_f/d\phi$ (г/°ПКВ) определяется из уравнения

$$\frac{dQ_f}{d\phi} = \frac{1}{10} \rho (\mu F_c) \left(\frac{dt}{d\phi}\right), \quad (2)$$

где μ — интегральный коэффициент расхода, учитывающий погрешность, возникающую вследствие использования при расчетах параметров импульса давления топлива, образующегося после ТНВД (а не импульса, образующегося в подыгольчатой

полости форсунки) и коэффициент расхода сопловых отверстий распылителя (так как величина коэффициента μ неизвестна, предварительно примем $\mu = 1$); F_c — суммарная площадь сопловых отверстий форсунок, установленных на цилиндре $F_c = N_c Z_f \pi (0,1d)^2 / 4$; $dt/d\varphi = 1/6n$, с/°ПКВ.

Цикловая подача топлива $Q_{f \text{ цикл}}$ (г/цикл) определяется как интеграл с пределами интегрирования, соответствующими фазам открытия $\varphi_{\text{откр}}$ и закрытия $\varphi_{\text{закр}}$ форсунки

$$Q_{f \text{ цикл}} = \int_{\varphi_{\text{откр}}}^{\varphi_{\text{закр}}} \left(\frac{dQ_f}{d\varphi} \right) d\varphi. \quad (3)$$

Интегрирование выражения (3) выполняется численным методом.

На рис. 2 приведены полученные дифференциальная $dQ_f/d\varphi = f(\varphi)$ и интегральная $Q_f = f(\varphi)$ характеристики подачи топлива, рассчитанные по параметрам импульса давления топлива, образующегося после ТНВД.

Как видно из рис. 2, а скорость подачи топлива для исследуемого двигателя для наиболее часто используемых эксплуатационных режимов (в диапазоне изменения мощности 75–100 % СМДМ) составляет приблизительно $3 \pm 0,2$ г/°ПКВ (при принятом коэффициенте расхода $\mu = 1$). На долевом режиме (25 % СМДМ) скорость подачи топлива выше и составляет в момент

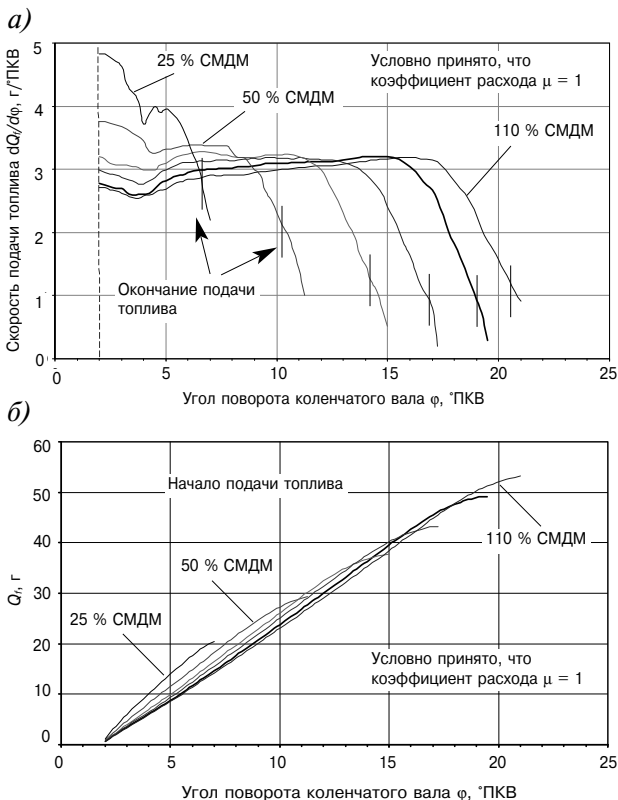


Рис. 2. Дифференциальная (а) и интегральная (б) характеристики подачи топлива в цилиндр судового малооборотного дизеля 6S50MC-C

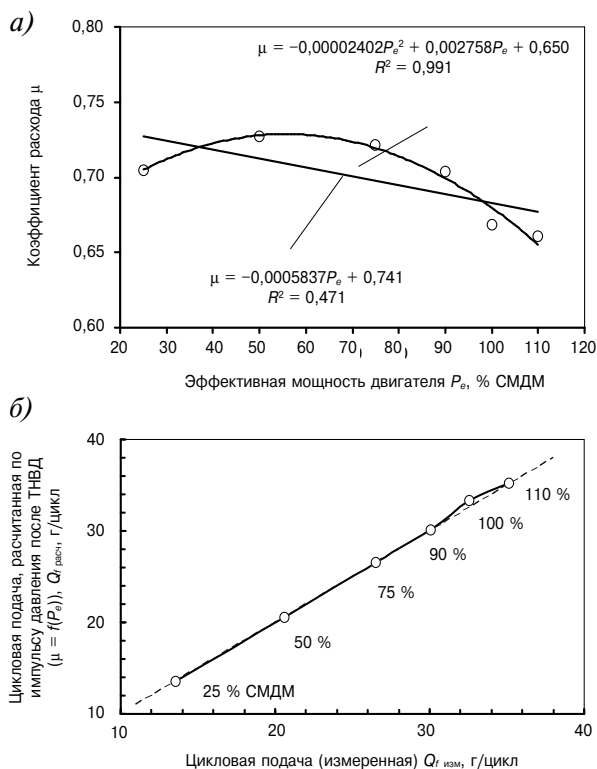


Рис. 3. Иллюстрация зависимости коэффициента расхода μ от эффективной мощности двигателя (а) и сопоставление рассчитанных и действительных цикловых подач топлива (б)

открытия форсунки при давлении топлива $p_f \approx 500$ бар приблизительно 4,5–5 г/°ПКВ (при коэффициенте расхода $\mu = 1$).

Из выражения (3) рассчитывалась цикловая подача топлива для режимов 25–110 % СМДМ винтовой характеристики. Действительная цикловая подача топлива определялась по результатам непосредственных измерений расхода топлива, выполненных в период стендовых испытаний двигателя. Действительное значение коэффициента расхода μ можно определить как отношение измеренной цикловой подачи к рассчитанной на основе анализа импульса давления топлива после ТНВД.

Рассчитанные значения коэффициента расхода μ в функции от эффективной мощности показаны на рис. 3, а (зависимость коэффициента μ от мощности качественно описывается полиномом второй степени; полином первой степени дает грубое описание). Из рис. 3, б видно, что полученные расчетные значения цикловой подачи топлива хорошо согласуются с действительными значениями.

Выводы

Выполнено исследование процесса топливоподачи судового малооборотного дизеля 6S50MC-C. На основе анализа импульса давления топлива, образующегося после ТНВД, по-

строены дифференциальные и интегральные характеристики топливоподачи.

Получены регрессионные уравнения, описывающие зависимость интегрального коэффициента расхода μ от эффективной мощности дви-

гателя. Характеристики коэффициента расхода заложены в STD TA, что позволило при выполнении диагностических процедур, анализируя импульс давления топлива после ТНВД, оценивать величину цикловой подачи топлива.

Литература

1. *Обозов А.А.* Алгоритм нахождения характерных точек на характеристике топливоподачи судового дизеля // *Двигателестроение*. — 2006. — № 4. — С. 35–39.

2. *Обозов А.А.* Эталонные характеристики про-

цесса топливоподачи судовых малооборотных дизелей // *Судостроение*. — 2007. — № 3. — С. 32–36.

3. *Обозов А.А.* Результаты исследования импульса давления топлива за ТНВД судового малооборотного дизеля 6S50MC-C (MAN B&W) производства БМЗ // *Двигателестроение*. — 2009. — № 4. — С. 18–22.

ЮБИЛЕЙ!



Леониду
Вячеславо́вичу
Нечае́ву 80 лет

*13 июня 2010 года исполнилось восемьдесят лет
Леониду Вячеславовичу Нечаеву,
профессору кафедры «Двигатели внутреннего сгорания»
Алтайского государственного технического
университета имени И.И. Ползунова*

Выпускник Томского политехнического института, Леонид Вячеславович Нечаев более 35 лет своей педагогической и научно-практической деятельности посвятил созданию экспериментально-исследовательской базы кафедры ДВС АлтГТУ им. И.И. Ползунова. Под его руководством более 25 лет группа сотрудников кафедры ДВС и инженеров работала по заказам предприятий, решая научно-технические проблемы газообмена и форсирования дизелей с газотурбинным наддувом.

По основной научной специализации им опубликовано более 200 научных статей и трудов, получено десять авторских свидетельств и патентов РФ на изобретения.

Профессор Л.В. Нечаев работал в составе Межведомственного совета по НИР, входил в состав экспертной и научно-методической комиссий и в Совет ветеранов АлтГТУ.

За успехи в научной и преподавательской деятельности награжден двумя медалями, нагрудными знаками «Изобретатель СССР» и «Почетный работник высшего профессионального образования РФ», избран членом-корреспондентом международной академии информатизации.

*Коллектив кафедры ДВС АлтГТУ им. И.И. Ползунова
и редакция журнала «Двигателестроение» поздравляют Леонида Вячеславовича
с юбилеем и желают ему здоровья, благополучия, душевной бодрости и оптимизма*