



УДК 629.424.1:621.436:001.891

© А. Ю. Коньков, В. А. Лашко, М. В. Яранцев, 2012

## СПОСОБ ИЗМЕРЕНИЯ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ЦИЛИНДРАХ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ

Коньков А. Ю. – д-р техн. наук, проф. кафедры «Тепловозы и тепловые двигатели», тел. 40-62-01, e-mail: tdlab@yandex.ru (ДВГУПС); Лашко В. А. – д-р техн. наук, зав. кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания», тел. 37-52-17, e-mail: kafdvs@rambler.ru (ТОГУ); Яранцев М. В. – преп. кафедры «Тепловозы и тепловые двигатели», тел. 40-62-01, e-mail: yarantsevmaxim@gmail.com (ДВГУПС)

Предложен новый безразмерный комплекс – критерий подачи топлива, определяемый по параметрам измеренного импульса давления в форсуночной трубке дизеля и характеристикам форсунки. Представлены результаты лабораторных исследований возможности косвенного измерения цикловой подачи топлива и критериальное уравнение для определения этого показателя работы дизеля, полученное обобщением экспериментальных данных для топливной аппаратуры тепловозного дизеля 16ЧН26/26.

The authors suggest a new dimensionless complex, a criterion for fuel supply, defined on the basis of the parameters of measured pressure impulse in the inject line of a diesel and specifications of the injector. The paper presents the results of laboratory research for possibility of indirect measurement of cyclic fuel supply and the criterion equation for definition of this indicator of work of a diesel engine, obtained through generalization of the experimental data for the fuel equipment of diesel locomotive engine 16ChN26/26.

*Ключевые слова:* цикловая подача, расход топлива, измерение, эксплуатационные испытания, дизель, топливная аппаратура, форсунка.

### Постановка задачи исследования

Измерение расхода топлива дизелем – важнейшая задача, подлежащая решению при испытаниях двигателя. В условиях стендовых испытаний на установившемся режиме работы двигателя расход топлива измеряется массовым или объемным методами, как суммарное количество топлива, израсходованное за несколько десятков секунд или даже минут работы двигателя. Измерение мгновенного расхода с применением расходомеров проточного типа дает неудовлетворительные результаты для большинства конструкций двигателя по причине большой погрешности измерений на частичных режимах его работы. Эта проблема, известная как «погрешность из-за разницы

двух больших величин», появляется потому, что расход приходится определять вычислением разницы показаний измерителей, установленных на питающей магистрали и на сливном трубопроводе. Наконец, нередки ситуации, когда исследователя интересует изменение подачи топлива от цикла к циклу, в условиях нестационарных, переходных режимов работы двигателя. Решение этой проблемы для дизелей с гидромеханической топливной аппаратуры возможно двумя методами: контролем положения управляющего органа – рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД) и анализом характеристики впрыскивания топлива – импульса сигнала давления в линии высокого давления топлива (ЛВД). Каждому присущи свои достоинства и недостатки.

Целью настоящей работы являлась разработка метода косвенного измерения цикловой подачи топлива в отдельном цилиндре дизеля на основе анализа быстроизменяющегося сигнала давления в ЛВД, приемлемая для практической реализации в условиях эксплуатационных испытаний.

### Теоретическое исследование проблемы

На основе фундаментальных уравнений сохранения энергии в гидродинамике (законы Бернулли, Торричелли), рассматривая установившееся, изотермическое, неразрывное истечение несжимаемой жидкости с плотностью  $\rho$  через отверстие вследствие перепада давлений  $\Delta p$  до и после него, скорость истечения жидкости  $v$  и ее объемный расход  $Q$  можно определить, как:

$$v = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p}, \quad Q = \mu F \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p}, \quad (1)$$

где:  $\mu F$  – эффективное проходное сечение отверстия.

На рис. 1 а показаны характерные для топливоподающей аппаратуры дизеля Д49 формы импульсов давления в ЛВД при установке датчика давления перед форсункой. Точке 1 приближенно соответствует начало подачи топлива в цилиндр: характерное уменьшение давления или, в ряде случаев, уменьшение скорости нарастания давления, имеющее место сразу после этого, объясняется заполнением топливом подигольной полости форсунки. Принято считать [1], что игла садится в седло в момент достижения минимума давления на ниспадающем фронте сигнала, т. е. в момент времени  $\tau_3$ , соответствующий т. 3 на осциллограмме.

Таким образом, определяя  $\Delta p$  как разницу давления в ЛВД  $p_\tau$  и в цилиндре двигателя  $p_\Pi$ , расход топлива за единичный впрыск можно найти по выражению:

$$Q_\Pi = \int_{\tau_1}^{\tau_3} \mu F_\Phi \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_\tau - p_\Pi} d\tau, \quad (2)$$

где:  $\mu F_\Phi$  – эффективная площадь проходного сечения форсунки.

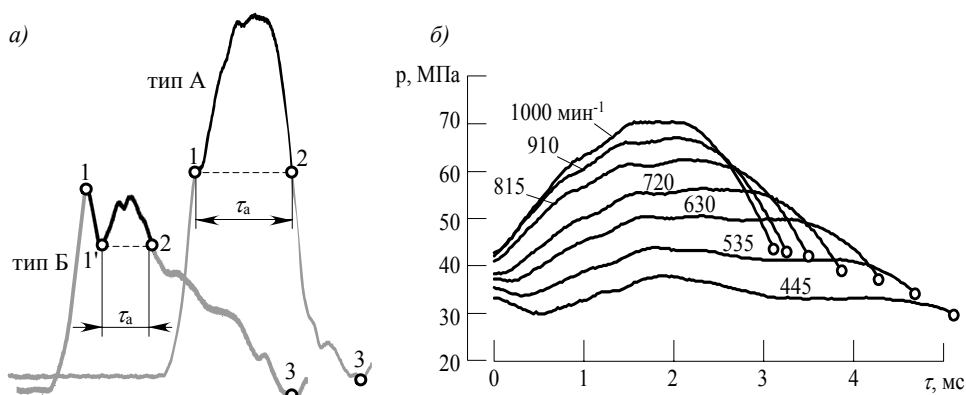


Рис. 1. Осциллограммы давления в ЛВД: характерные формы (а) и влияние числа оборотов вала дизеля на протекание участка 1–2 при фиксированном выходе рейки ТНВД (б)

Обычно принято пренебрегать изменением величины  $\mu F_{\phi}$  в течение цикла. Так в работе [1], выполненной в Калининградском технологическом институте рыбной промышленности и хозяйства, цикловую подачу топлива предлагается определять, как:

$$Q_{ц} = \mu F_{\phi} \int_{\tau_1}^{\tau_3} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{т}} d\tau, \quad (3)$$

т. е. считая величину проходного сечения форсунки не только постоянной за цикл, но и вообще некоей глобальной константой для данного типа двигателя. Кроме того, авторы пренебрегают и величиной давления в цилиндре двигателя, как будто топливо истекает в вакуум. Сведений об адекватности такого расчета эксперименту авторы не приводят.

В работе [2] А. А. Обозов приводит данные по экспериментальному исследованию уравнения (2), выполненному для малооборотного судового дизеля 6S50MC-C. Автор учитывал изменение давления в цилиндре при переходе от режима к режиму, но считал, что давление в цилиндре двигателя является величиной постоянной в процессе впрыскивания топлива. Удовлетворительное совпадение расчета и эксперимента удалось получить только при подборе величины расходного коэффициента  $\mu$  для каждой режимной точки винтовой характеристики с последующей аппроксимацией этих значений квадратичным полиномом.

Стремление авторов указанных выше работ упростить расчет за счет отказа от учета трудноопределяемых величин представляется вполне оправданным. Высокая точность при использовании уравнения (2) труднодостижима, т. к. само уравнение базируется на целом перечне допущений, указанных выше (стационарность, изотермичность, несжимаемость). На долевых режимах работы дизеля игла форсунки в процессе впрыскивания может и не до-

стигать упора и находиться всегда в движении. Корректное определение переменной за цикл величины эффективного проходного сечения форсунки в таких условиях становится чрезвычайно сложной задачей.

В связи с вышеуказанным, нами была предпринята попытка найти решение проблемы экспериментальным исследованием импульса давления в ЛВД. Опираясь на фундаментальные положения теории подобия, была выдвинута гипотеза, что цикловая подача топлива может быть описана степенным многочленом в функции от безразмерных комплексов. Одним из таких комплексов, учитывающих основные факторы, существенно влияющие на расход топлива, может быть критерий  $K_p$ , определяемый, как:

$$K_p = \sqrt{\frac{p_{cp}}{F_c \rho}} \tau_a, \quad (4)$$

где:  $p_{cp}$  – среднее на анализируемом участке давление;  $F_c$  – суммарная площадь сопловых отверстий форсунки;  $\tau_a$  – продолжительность (время) анализируемого участка впрыска.

Приняв в качестве характерного сечения площадь сопловых отверстий, время  $\tau_a$  следует выбрать так, чтобы оно соответствовало участку впрыска, на котором игла форсунки стоит на упоре или близко к нему. Началом такого участка вполне могла бы быть т. 1 (см. рис. 1 а). Определение конца участка вызывает определенные трудности. В качестве условного признака конца анализируемого участка (т. 2) нами было принято время, при котором на ниспадающей линии давления достигалось давление, соответствующее началу подачи топлива – в т. 1 (для диаграмм типа А) или давление в т. 1' (для диаграмм типа Б). Отметим, что диаграммам типа А характерно отсутствие заметного снижения давления в ЛВД в момент подъема иглы, что имеет место при больших скоростях движения плунжера.

Таким образом, в комплекс (4) входит только две изменяющиеся от режима к режиму величины  $p_{cp}$  и  $\tau_a$ . Отметим, что их произведение эквивалентно площади под линией диаграммы на участке  $\tau_a$ . Предварительно выполненные опыты показали, что, наряду с существующей корреляцией между расходом топлива и этой площадью, на величину последней оказывает влияние скоростной режим работы: при изменении числа оборотов вала ТНВД при равных расходах топлива можно получить диаграммы разной по величине площади. Анализ отклонений показал, что существует четкая зависимость – при увеличении числа оборотов площадь диаграммы, а, следовательно, и критерий  $K_p$ , уменьшаются. Для коррекции этого режимного фактора предлагается использовать отношение давлений  $p_n/p_{ст}$ , где  $p_n$  – давление, соответствующее началу подачи топлива по диаграмме (т. 1), а  $p_{ст}$  – давление, соответствующее началу подачи топлива при статической проверке на стенде. Рис. 1 б иллюстрирует вполне ожидаемый характер изменения величины  $p_n$  при росте числа оборотов. Преимуществом выбора отношения  $p_n/p_{ст}$  в качестве корректирующего параметра наряду с его безразмерностью является еще



и то обстоятельство, что вычисление цикловой подачи топлива по сигналу давления в этом случае не потребует дополнительных измерений. Таким образом, экспериментальной проверке подлежит гипотеза о том, что зависимость цикловой подачи топлива  $Q_{ц}$  от параметров, определяемых по сигналу  $p_{т}(\tau)$ , может быть определена критериальным уравнением вида:

$$Q_{ц} = aK_p^n \left( \frac{p_n}{p_{ст}} \right)^m, \quad (5)$$

где:  $a$ ,  $n$ ,  $m$  – коэффициенты, подлежащие экспериментальному определению.

В действительности экспериментальная задача является несколько проще, т. к., сопоставляя (5) и (4) с (1), видно, что физический смысл уравнения (5) становится корректным при  $n = 1$ .

### Экспериментальное исследование

Объектом исследования являлась топливная аппаратура тепловозного дизеля 16ЧН26/26. Экспериментальные исследования осуществлялись на исследовательской установке, позволяющей максимально приблизить условия работы аппаратуры к условиям на двигателе. Это достигается имитацией цилиндра дизеля (впрыск в среду с высоким и переменным давлением), применением штатных комплектов топливной аппаратуры, включая форсуночную трубку и др. Для регистрации быстропротекающих процессов в ЛВД применялось оборудование фирмы National Instruments – устройство ввода NI USB-9215, тензoeлектрический датчик давления МИДА-ДИ-13П, персональный компьютер с программным обеспечением LabVIEW SignalExpress.

Программа эксперимента охватывала весь возможный диапазон изменения скоростных ( $350 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$  в пересчете для числа оборотов коленчатого вала) и нагрузочных ( $0,45 \dots 1,5 \text{ см}^3/\text{цикл}$ ) режимов работы топливной аппаратуры. Для каждого фиксированного значения выхода рейки ТНВД определялось по несколько временных реализаций сигнала давления в ЛВД на различных скоростных режимах, соответствующих оборотам вала дизеля: 350; 445; 535; 630; 720; 815; 910; 1000  $\text{мин}^{-1}$ . Для каждой режимной точки определялась фактическая цикловая подача топлива подсчетом числа впрысков, необходимых для заполнения мерной емкости объемом  $280 \text{ см}^3$ . Подсчет осуществлялся автоматически программой микроконтроллера, входящего в состав стенда. В общей сложности было выполнено и обработано около сотни диаграмм.

Для определения показателя степени  $m$  использовались пары диаграмм, для которых имело место равенство цикловой подачи при различных оборотах вала насоса. Тогда в предположении постоянства коэффициента  $a$ , уравнение (5) можно было привести к виду с одним неизвестным. Обобщение выполненных экспериментов (см. рис. 2) позволило установить, что их наилучшее совпадение с расчетом достигается при использовании переменной величины коэффициента  $a$  в уравнении (5) в зависимости от величины критерия

$K_p$ . Величины показателей степени при этом остаются неизменными во всем исследуемом диапазоне и составляют  $n = 1$ ,  $m = 0,42$ .

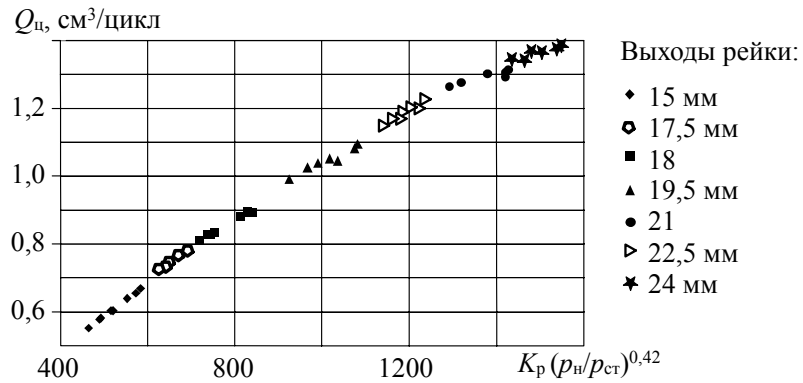


Рис. 2. К определению зависимости  $a = f(K_p)$

Таким образом, для топливной аппаратуры дизеля 16ЧН26/26 (Д49) возможно нахождение цикловой подачи топлива  $Q_{ц}$ ,  $\text{см}^3$  с погрешностью не более 3 % для любого режима работы дизеля по уравнению:

$$Q_{ц} = a K_p \left( \frac{p_n}{p_{ct}} \right)^{0,42}, \quad a = 1,308 \cdot 10^{-3} - 2,9 \cdot 10^{-7} K_p. \quad (6)$$

### Выводы

1. Предложен комплекс  $K_p$ , являющийся безразмерным критерием циклового расхода топлива в дизелях с гидромеханической подачей топлива.
2. На основании анализа экспериментальных данных получено уравнение, связывающее цикловую подачу с параметрами сигнала давления в ЛВД во всем диапазоне возможных скоростных и нагрузочных режимов работы тепловозного дизеля.
3. Погрешность определения цикловой подачи топлива предложенным методом не превышает 3 %.

### Библиографические ссылки

1. Васильев Б. В. Диагностирование технического состояния судовых дизелей / Б. В. Васильев, Д. И. Кофман, С. Г. Эренбург. – М.: Транспорт, 1982.
2. Обозов А. А. Определение цикловой подачи топлива на основе анализа импульса давления за ТНВД судового дизеля / А. А. Обозов. – Двигателестроение. – 2010. – № 2 (240).