



УДК 629.424:621.436+004.94

© А. Ю. Коньков, В. А. Лашко, В. Г. Кочерга, 2010

## ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК ДИЗЕЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕХАНОТЕСТЕРОВ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

*Коньков А. Ю.* – канд. техн. наук, доц. кафедры «Тепловозы и тепловые двигатели», тел.: (4212) 40-76-28, e-mail: dlab@festu.khv.ru (ДВГУПС); *Лашко В. А.* – д-р техн. наук, проф. кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», тел.: (4212) 37-52-17, e-mail: kafdvs@rambler.ru (ТОГУ); *Кочерга В. Г.* – преп. кафедры «Тепловозы и тепловые двигатели», тел.: (4212) 40-76-28, e-mail: dlab@festu.khv.ru (ДВГУПС)

Предложен новый метод оценивания качества распыливания топлива форсунками дизеля, не требующий их демонтажа с двигателя. Метод основан на использовании переносных опрессовочных стендов – механотестеров, оснащенных средствами измерения давления топлива и перемещения плунжера. Представлены основные принципы использования полученной при испытаниях информации, позволяющие получить количественные оценки недоступных для непосредственного измерения в эксплуатации параметров. Приведены результаты практической проверки метода, выполненной для форсунок тепловозных дизелей 16ЧН26/26 и 10ДН25,4х2/20,7.

The new method of estimation of injection fuel by the diesel engine atomizers without dismantling them from the engine is proposed. The method is based on the use of portable fuel testers equipped with fuel pressure sensors and sensors of plunger travels. Basic principles of using information obtained in testing are presented, allowing one to make quantitative estimations of parameters which cannot be directly obtained in service. Practical test results of the method on atomizers of diesel engines 16ЧН26/26 and 10ДН25,4х2/20,7 are given.

*Ключевые слова:* идентификация, параметрическая идентификация, диагностирование технического состояния, дизель, топливная аппаратура, форсунка.

### 1. Постановка задачи исследования

Ухудшение технического состояния (ТС) топливной аппаратуры дизеля является решающим фактором среди причин, определяющих снижение экономических и экологических показателей двигателя в эксплуатации. Несмотря на отсутствие строгих статистических данных, опираясь на опыт эксплуатации тепловозных дизелей в Дальневосточном регионе, можно утверждать, что количество дефектов, приходящихся на форсунки дизеля и требующих их

замены, в разы превышает такие же случаи для топливных насосов высокого давления. Существующие методы оперативной безразборной диагностики топливной аппаратуры позволяют достоверно определить лишь фазовые характеристики процесса впрыскивания. Поэтому сегодня, как и на протяжении многих десятилетий, для определения ТС форсунки повсеместно используются опрессовочные стенды, главным недостатком которых является необходимость демонтажа форсунки с дизеля. Эта операция, в зависимости от конструкции двигателя, может быть более или менее трудоемкой, но в любом случае является потенциальным источником возникновения новых неисправностей и по этой причине – нежелательной. В связи со сказанным, большой интерес представляет новое техническое решение опрессовочного стенда, позволяющее проводить проверку и регулировку форсунки непосредственно на двигателе, соединив полость переносного стенда непосредственно со штуцером форсунки или через переходник-удлинитель. Привод встроенного в стенд насоса является, как правило, ручным и поэтому такое оборудование получило название механотестера топливной аппаратуры. Такие устройства выпускаются как за рубежом, например фирмой «Motorpal» (Чехия) [1], так и в нашей стране [2]. Однако найденное конструкторами техническое решение одной проблемы стало источником новой. В механотестерах принципиально невозможно выполнить оценку геометрии топливного факела, каплеобразования на сопловом наконечнике, предусмотренные ГОСТ 9928 – 71 операции, требующие визуального наблюдения распылителя и полости впрыскивания. В существующих конструкциях механотестеров решение о ТС форсунки принимается исключительно по показаниям манометра стенда. Известно [3], что перепад давления в процессе впрыскивания на стенде может служить диагностическим признаком при оценке ТС распылителя форсунки, однако практическое использование этого показателя сопряжено с рядом нерешенных проблем. Во-первых, применение трубчато-пружинных манометров исключает определение указанного перепада по причине быстротечности процесса. Во-вторых, не изучены факторы, влияющие на перепад давления, который может по разным причинам как увеличиваться, так и уменьшаться. Не исключено, что наличие в форсунке двух разнонаправленных на эту характеристику дефектов не позволит их обнаружить.

Обращение к передовому опыту в смежных областях науки и техники показывает, что широкий класс задач диагностирования технического состояния может быть эффективно решен с использованием теории идентификации [4]. Для решения представленной выше проблемы целесообразно получение и анализ не мгновенных или интегральных показателей впрыскивания, а траекторий их изменения во времени (осциллограмм).

Целью настоящей работы является разработка метода диагностирования форсунки дизеля по результатам осциллографирования процесса впрыскивания топлива с помощью механотестера, а основным инструментом достижения этой цели – теория идентификации, позволившая разработать алгоритмы



количественной оценки типичных в эксплуатации дефектов и разрегулировок объекта диагностирования.

## 2. Метод параметрической идентификации ТС форсунки

Параметрическая идентификация нелинейных объектов предполагает наличие математической модели, выходом которой должна быть наблюдаемая (с помощью соответствующих средств измерения) характеристика объекта. В работе [5] представлены основные идеи и принципы использования теории идентификации в приложении к задаче диагностирования дизеля по индикаторной диаграмме рабочего процесса. Эти положения целиком и полностью применимы и к поставленной задаче. Структурная схема предлагаемого решения представлена на рис. 1.

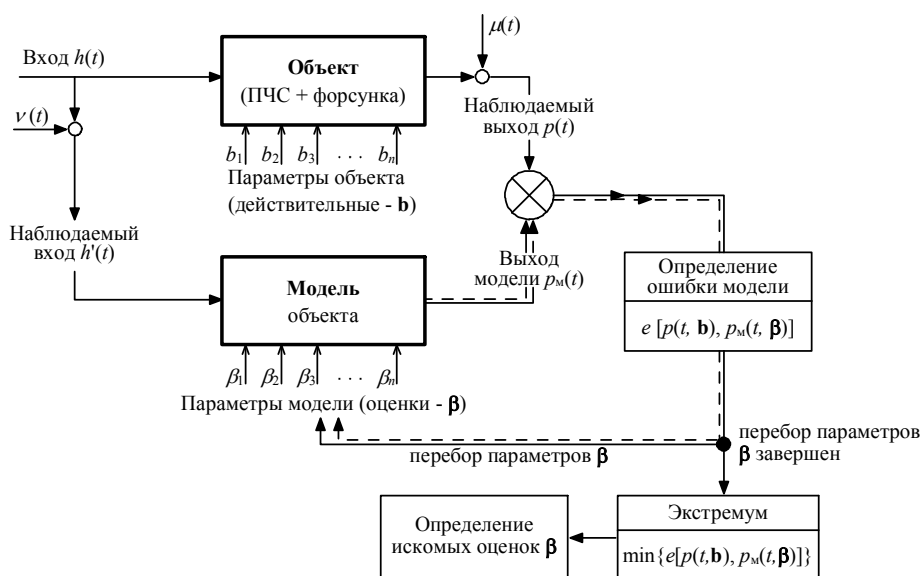


Рис. 1. Структурная схема метода

Объектом идентификации в рассматриваемом случае является проточная часть стенда (ПЧС) и форсунка. Суть метода заключается в определении такого набора оценок параметров объекта  $\boldsymbol{\beta}$ , при котором выход объекта – осциллограмма давления топлива в ПЧС  $p_m(t)$  и выход модели – расчетная характеристика этого же давления  $p_m(t)$  максимально близки. Эту задачу можно рассматривать как задачу поиска оптимального вектора  $\boldsymbol{\beta}$ , при котором «ошибка» модели будет минимальной. Поскольку зависимость такого критерия оптимальности (качества решения) от параметров модели чрезвычайно сложная и нелинейная, для нахождения оценок параметров объекта целесообразно использовать методы нелинейного программирования.

Очевидно, что выход объекта – давление топлива в ПЧС в конкретный момент времени, определяется положением и скоростью плунжера в этот же момент времени. Характеристика изменения хода плунжера во времени  $h(t)$  является входом объекта в рассматриваемой структурной схеме. Для измерения входного и выходного сигнала объекта предусмотрено оснащение механотестера датчиком линейного перемещения и датчиком давления.

Математическая модель, используемая для реализации представленного метода, основана на гидродинамическом расчете процесса топливоподачи предложенного И. В. Астаховым [6]. Она представляет собой систему дифференциальных уравнений неразрывности потока, записанную для различных частей проточной части топливоподающей аппаратуры, а также уравнений динамики нагнетательного клапана и иглы форсунки:

$$\left. \begin{aligned}
 \alpha_n V_n \frac{dp_n}{d\tau} &= f_n c_n - (\mu f)_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{p_n - p_{вс}}{\sqrt{p_n - p_{вс}}} - (\mu f)_k \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{p_n - p'_n}{\sqrt{p_n - p'_n}} - f_k c_k - V_{ут.пл} \\
 \alpha'_n V'_n \frac{dp'_n}{d\tau} &= (\mu f)_k \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{p_n - p'_n}{\sqrt{p_n - p'_n}} + f_k c_k - (\mu f)_\phi \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{p'_n - p_\phi}{\sqrt{p'_n - p_\phi}} - f_n c_n - V_{ут.и} \\
 \alpha_\phi V'_\phi \frac{dp_\phi}{d\tau} &= (\mu f)_\phi \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{p'_n - p_\phi}{\sqrt{p'_n - p_\phi}} - f'_n c_n - (\mu f)_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{p_\phi - p_c}{\sqrt{p_\phi - p_c}} \\
 M_k \frac{dh_k}{d^2\tau} &= (f_k \cdot (p_n - p'_n) - \Delta F_k) - j_k (h_k + y_0) \\
 M_n \frac{dh_n}{d^2\tau} &= (p_\phi \cdot f'_n + p'_n \cdot (f_n - f'_n)) \cdot K_{Fn} - j_n (h_n + z_0),
 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $\alpha$  – коэффициент сжимаемости топлива;  $(\mu f)_0$ ,  $(\mu f)_k$  – эффективное проходное сечение дополнительного отверстия и клапанной щели ТНВД;  $f_k$  – площадь поперечного сечения клапана;  $V_{ут.пл}$  – расход топлива через радиальный зазор в плунжерной паре;  $(\mu f)_\phi$ ,  $(\mu f)_c$  – эффективное проходное сечение кольцевой щели иглы и сопловых отверстий соплового наконечника распылителя;  $f_n$ ,  $f'_n$  – площадь сечения иглы в объемах выше и ниже посадочного места иглы;  $V_{ут.и}$  – расход топлива через радиальный зазор в сопряжении игла – корпус распылителя;  $M_k$  – масса клапана и 1/3 массы пружины клапана;  $M_n$  – масса иглы, штанги и 1/3 массы пружины форсунки;  $\Delta F_k$ ,  $K_{Fn}$  – поправки к силам, действующим на клапана ТНВД и иглу форсунки;  $j_k$ ,  $j_n$  – жесткость пружины клапана и иглы форсунки;  $h_k$ ,  $h_n$  – текущий подъем клапана и иглы форсунки;  $y_0$ ,  $z_0$  – начальная затяжка пружины клапана и иглы форсунки;  $p_n$ ,  $V_n$ ,  $p'_n$ ,  $V'_n$ ,  $p_\phi$ ,  $V_\phi$  – давление топлива и объем полости над плунжером, ПЧС и под иглой форсунки;  $p_{вс}$ ,  $p_c$  – давление во всасывающей магистрали и цилиндре двигателя.

Математическая модель дополнена уточнениями описания гидравлических сопротивлений в проточной части топливной аппаратуры и силы, действующей на нагнетательный клапан и иглу форсунки, которые представлены в работе [7] и сводятся к расчету поправок  $\Delta F_k$  и  $K_{Fn}$  в зависимости от числа



Рейнольдса, направления течения топлива, величины подъема подвижных элементов и типа топливной аппаратуры. Так, например, поправка, уточняющая общепринятый расчет силы, действующей на клапан ТНВД, определяется по уравнению

$$\Delta F_{\kappa} = a \cdot \text{Re}^2, \quad (2)$$

где  $a$  – коэффициент, зависящий от величины подъема клапана и направления течения топлива.

Для клапана ТНВД дизеля типа 10Д100 коэффициент  $a$  рассчитывается по формуле

$$a = \begin{cases} -8,557 \cdot 10^{-8} \cdot e^{2,186 \cdot h_{\kappa}} + 8,556 \cdot 10^{-5} \cdot e^{-15,74 \cdot h_{\kappa}} & \text{при } \varepsilon = 1 \\ 1,626 \cdot 10^{-9} \cdot e^{6,376 \cdot h_{\kappa}} - 7,018 \cdot 10^{-5} \cdot e^{-14,23 \cdot h_{\kappa}} & \text{при } \varepsilon = -1, \end{cases} \quad (3)$$

а для клапана дизеля Д49

$$a = \begin{cases} 3,163 \cdot 10^{-6} \cdot e^{-5,936 \cdot h_{\kappa}} + 6,552 \cdot 10^{-7} \cdot e^{-0,2444 \cdot h_{\kappa}} & \text{при } \varepsilon = 1 \\ -3,653 \cdot 10^{-6} \cdot e^{-9,338 \cdot h_{\kappa}} - 6,609 \cdot 10^{-7} \cdot e^{-0,5974 \cdot h_{\kappa}} & \text{при } \varepsilon = -1, \end{cases} \quad (4)$$

где  $\varepsilon$  – единичная функция, зависящая от направления движения топлива; для прямого направления течения топлива  $\varepsilon = 1$ ; для обратного направления течения топлива  $\varepsilon = -1$ .

Поправка к силе, действующей на иглу форсунки, определяется в зависимости от скорости потока топлива в кольцевой щели по уравнению

$$K_{Fi} = a_1 \cdot w^4 + a_2 \cdot w^3 + a_3 \cdot w^2 + a_4 \cdot w + a_5, \quad (5)$$

где  $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5$  – постоянные коэффициенты. Для дизеля 10Д100 их значения равны:  $a_1 = -2,541 \cdot 10^{-12}$ ;  $a_2 = 1,188 \cdot 10^{-8}$ ;  $a_3 = -1,687 \cdot 10^{-6}$ ;  $a_4 = 0,0001037$ ;  $a_5 = 1,001$ . Для дизеля Д49:  $a_1 = -9,306 \cdot 10^{-12}$ ;  $a_2 = 1,646 \cdot 10^{-8}$ ;  $a_3 = -3,781 \cdot 10^{-7}$ ;  $a_4 = 6,458 \cdot 10^{-5}$ ;  $a_5 = 1$ .

Другой особенностью математической модели, описывающей процессы в ПЧС, является отказ от моделирования волнового распространения топлива от клапана стенда к форсунке, следствием чего стало объединение объемов штуцера нагнетательного клапана, трубопровода и объема форсунки (до запорного конуса) в единый объем, давление в любой точке которого, в данный момент времени, считается одинаковым. Такой подход дал лучшее совпадение расчетной и экспериментальной характеристик.

На рис. 2 представлена схема механотестера топливной аппаратуры. При приведении в возвратно-поступательное движение рукоятки 8 механотестера, топливо из емкости 1 поступает через питающий топливопровод 2 в надплунжерную полость топливного насоса высокого давления за счет разряжения. В процессе нагнетания топливо перетекает из надплунжерной полости через нагнетательный клапан 4 в канал высокого давления, совмещенный с аккумулятором 6, а далее поступает к испытуемой форсунке 7. Для измерения давления используется датчик 5, установленный в аккумуляторе. Измерение хода плунжера осуществляется с помощью датчика линейного перемещения 9.

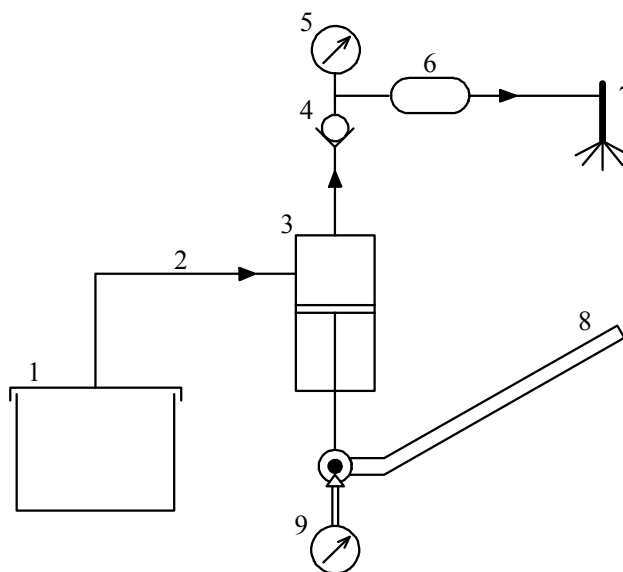


Рис. 2. Схема механотестера: 1 – емкость с топливом; 2 – питающий топливопровод; 3 – плунжерная пара; 4 – нагнетательный клапан; 5 – датчик давления; 6 – аккумулятор; 7 – испытуемая форсунка; 8 – рукоятка; 9 – датчик линейного перемещения

В вектор оцениваемых параметров  $\beta$  были включены семь величин (табл. 1), которые наиболее существенно влияют на результаты расчета математической модели и вместе с тем отражают ТС элементов системы, в том числе и форсунки.

Таблица 1

Оцениваемые параметры

| Обозначение |              | Наименование   | Что характеризует       |
|-------------|--------------|--|-------------------------|
| на рис.1    | общепринятое |  |                         |
| $\beta_1$   | $d_c$        | Диаметр сопловых отверстий   | ТС форсунки             |
| $\beta_2$   | $\delta_n$   | Суммарные утечки в форсунке, приведенные к зазору в сопряжении иглы – корпус распылителя |                         |
| $\beta_3$   | $z_{\max}$   | Ход иглы форсунки до ограничителя  |                         |
| $\beta_4$   | $j_n$        | Жесткость пружины иглы форсунки  |                         |
| $\beta_5$   | $\delta_p$   | Зазор в плунжерной паре  | ТС плунжерной пары      |
| $\beta_6$   | $h_s$        | Ход плунжера до геометрического начала процесса нагнетания топлива                       | технологические допуски |
| $\beta_7$   | $\varphi$    | Подача насоса стенда   | режим испытаний         |



Из представленных на рис. 1 и в табл. 1 сведений следует, что задача идентификации сводится к решению задачи оптимального поиска с одновременным варьированием семи параметров. Для снижения уровня оптимизации задача идентификации проводилась в четыре этапа, на каждом из которых рассматривался один из характерных участков временной реализации сигнала давления (рис. 3). На каждом из этапов оптимизации варьировались только те параметры, которые влияют на характер изменения сигнала давления на нем.

Рассмотрим физические процессы, происходящие в проточной части стэнда, на четырех характерных участках диаграммы впрыскивания. Первый участок характеризуется примерно постоянной величиной давления, достигнутой на предыдущем нагнетательном ходе плунжера. При детальном анализе можно обнаружить, что давление топлива незначительно уменьшается во времени из-за утечек топлива по прецизионным поверхностям распылителя, а также в соединениях ПЧС. Повышение давления в конце этого участка связано с открытием нагнетательного клапана – началом нагнетательного хода плунжера. Характер изменения давления на втором участке (до открытия иглы форсунки) зависит, в основном, от скорости движения плунжера. При открытом нагнетательном клапане топливо из магистрали может перетекать еще и через зазор в плунжерной паре. Падение давления на следующем участке диаграммы, между точками 1–2, определяется величиной дополнительного объема, освобождаемого иглой и расходом топлива через сопловые отверстия. Дальнейшее изменение давления зависит от длительности продолжающегося нагнетательного хода плунжера (участок 2–3).

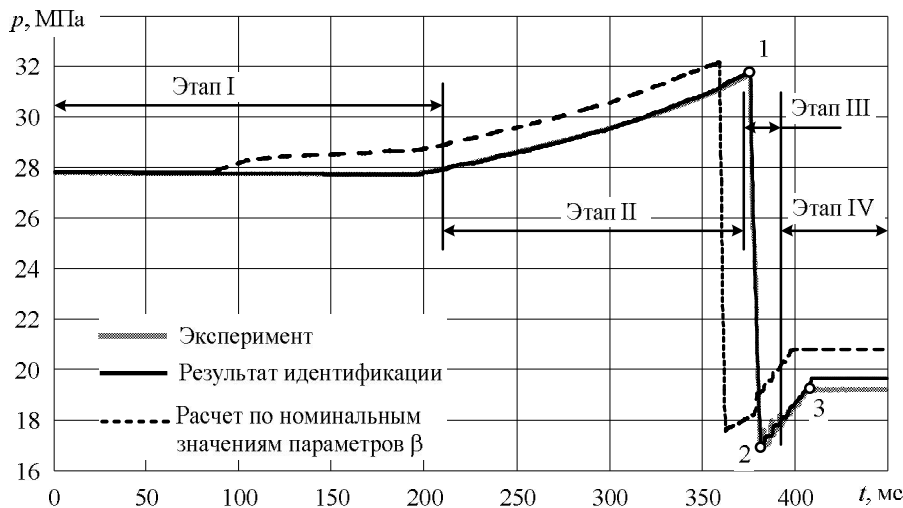


Рис. 3. Пример оценивания параметров форсунки дизеля Д49 с указанием этапов оптимизации

На этапе I искомыми варьируемыми параметрами являются  $h_s$  и  $\delta_n$ . При этом начальная затяжка пружины нагнетательного клапана и ее жесткость измерены инструментальными средствами и не подлежат варьированию. После нахождения оптимальных значений этих параметров последующие расчеты (на этапах II - IV) производятся без их варьирования.

На этапе II (повышение давления в ПЧС при нагнетательном ходе плунжера) неизвестным является параметр  $\delta_n$ , который влияет на форму кривой давления для данного участка. Критерием качества оптимизации для этапов I и II является среднее квадратичное отклонение между экспериментальной и расчетной характеристиками.

На третьем этапе к расчету добавляется участок непосредственного впрыскивания топлива (до точки минимального давления). Вектор варьируемых на этом этапе параметров включает в себя три показателя  $\beta = \{j_n, d_c, z_{\max}\}$ . После определения оптимальных значений этих параметров проводится оптимизация для последнего IV этапа, на котором определяющим параметром является величина подачи насоса стенда  $\varphi$ . Критерием качества оптимизации III и IV этапов является отклонение по фазе и амплитуде рассматриваемых сигналов в характерных точках: 1 и 2 для этапа III, и 3 для этапа IV. Так как параметр, определяемый на IV этапе оптимизации, никак не отражает ТС форсунки и относится только к насосу стенда, то его определением в процессе идентификации можно пренебречь.

Таким образом, задача оптимизации с начальными семью параметрами была разбита на отдельные задачи с числом варьируемых параметров не более трех. Для всех этапов использовался модифицированный (с ограничениями) метод Хука-Дживса.

### 3. Экспериментальная проверка метода

Практическая реализация предложенного метода параметрической идентификации выполнена на лабораторном стенде, имитирующем работу механотестера топливной аппаратуры, на примере форсунок тепловозных дизелей Д49 (16ЧН26/26) и 10Д100 (10ДН25,4х2/20,7). В качестве отклонений в работе этих форсунок, не выявляемых без разборки и непосредственного измерения, были смоделированы характерные в эксплуатации неисправности: закоксовывание сопловых отверстий и увеличение хода иглы до ограничителя. Для имитации закоксовывания соплового наконечника у испытуемых форсунок были забиты часть отверстий многодырчатых сопловых распылителей. Увеличение хода иглы форсунки было достигнуто путем стачивания ограничителя подъема иглы форсунки для дизеля 10Д100 и торцевой поверхности иглы форсунки дизеля Д49. Необходимо отметить, что проверка этих форсунок традиционным методом на опрессовочном стенде не позволила выявить представленные неисправности. Впрыск топлива был туманообразным и сопровождался характерным резким звуком отсечки. Проверка герметичности





запорного конуса и форсунки по прецизионным направляющим показала удовлетворительные результаты.

В качестве примера на рис. 3 представлены экспериментальная и расчетные характеристики одной из исследованных реализаций сигнала давления в ПЧС при испытании форсунки дизеля Д49. Из рисунка видно, что в результате расчета с использованием номинальных (чертежных) значений вектора  $\beta$  выход модели заметно отличается от экспериментальной характеристики. После процесса идентификации достигнуто практически полное совпадение расчетной и экспериментальной характеристик. Полученные при этом значения вектора  $\beta$  хорошо согласуются с действительными данными (табл. 2). В этой же таблице приведены результаты аналогичных исследований, выполненные для форсунки дизеля 10Д100 с использованием того же оборудования. Значение критерия качества задачи оптимизации на этапе I составило для форсунки дизеля 10Д100 10,6 Па, для форсунки Д49 6,85 Па, а на этапе III: 0,0089 и 0,0128 для 10Д100 и Д49 соответственно.

Таблица 2

Примеры оценивания при одновременном изменении диаметра сопловых отверстий и хода иглы до ограничителя форсунок дизелей типа Д49 и 10Д100

| Параметр           | Д49       |             |             | Д100                  |             |             |
|--------------------|-----------|-------------|-------------|-----------------------|-------------|-------------|
|                    | Н*        | <i>b</i>    | $\beta$     | Н                     | <i>b</i>    | $\beta$     |
| $\delta_{и}$ , мкм | 1-3       | -           | 3,23        | 1-3                   | -           | 3,29        |
| $z_{max}$ , мм     | 0,75±0,05 | <b>0,85</b> | <b>0,87</b> | 0,45±0,05             | <b>0,7</b>  | <b>0,68</b> |
| $d_c$ , мм         | 0,39      | <b>0,32</b> | <b>0,33</b> | 0,56 <sup>+0,02</sup> | <b>0,46</b> | <b>0,45</b> |
| $j_{и}$ , Н/мм     | 532 – 435 | 365         | 355         | 180 – 130             | 140         | 137         |

Примечание: \* Н – номинальное значение; *b* – действительное;  $\beta$  – найденное при идентификации (оценка)

Следует подчеркнуть, что хотя в представленных выше примерах имели место одновременно две неисправности, в ходе процедуры идентификации определялись оценки всех семи параметров, четыре из которых, относящиеся к техническому состоянию форсунки, также представлены в табл. 2.

Для исследованных типов форсунок суммарная площадь сопловых отверстий составила 2/3 от номинальной. Диаметр сопловых отверстий испытуемых форсунок был пересчитан через площадь оставшихся рабочих отверстий. Действительный ход иглы до ограничителя измерялся при помощи специального микрометрического приспособления. Жесткость пружины форсунки определялась на динамометрическом стенде. Зазор по прецизионной поверхности распылителя измерению не поддается. Кроме того, как отмечено выше, эта величина является интегральной характеристикой, учитывающей гидравлические неплотности по направляющей прецизионной пары и посадочному месту иглы форсунки.

## Выводы

1) Предложен метод, позволяющий количественно оценить параметры, недоступные при использовании стандартных безразборных процедур проверки форсунок. В первую очередь, к ним следует отнести проходное сечение сопловых отверстий (или их диаметр) и ход иглы до ограничителя. Указанные параметры, наряду с контролируемым давлением начала впрыскивания, полностью определяют качество распыливания топлива форсунками.

2) Реализация метода на примере форсунок дизелей Д49 и 10Д100 подтвердила его эффективность в условиях проверки форсунок непосредственно на дизеле с применением механотестеров.

3) Полученные при идентификации количественные оценки параметров форсунок позволяют полностью автоматизировать процесс диагностирования форсунок, в том числе и на самом ответственном его этапе – принятии решения о техническом состоянии.

4) Целесообразно применение разработанного метода для совершенствования технологии проверки форсунок не только с использованием механотестеров, но и в условиях проверки на опрессовочных стендах в топливных цехах и участках ремонтных предприятий.

## Библиографические ссылки

1. *Motorpal*: service-equipment. Режим доступа: <http://www.motorpal.cz/en/products/service-equipment.aspx>.

2. *МОПАЗ*, топливная аппаратура, АГЗС, гаражное оборудование, АГНКС, стенды ТНВД, оборудование АЗС, топливораздаточные колонки. Режим доступа: <http://www.mopaz.ru>.

3. Федотов Г. Б. Левин Г. И. Топливные системы тепловозных дизелей. Ремонт, испытание, совершенствование. М., 1983.

4. Эйкхофф П. Основы идентификации систем управления. Оценивание параметров и состояния: пер. с англ. М., 1975.

5. Влашко В. А., Коньков А. Ю., Маркелов А. А. Метод идентификации технического состояния дизеля по результатам расчетно-экспериментального исследования индикаторной диаграммы в условиях рядовой эксплуатации. Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2007. № 1.

6. Топливные системы и экономичность дизелей / И. В. Астахов [и др.]. М., 1990.

7. Коньков А. Ю., Кочерга В. Г. Уточненный расчет сил, действующих на клапан топливного насоса высокого давления // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2009. № 1.