

3. ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА В ПОЛОСТЯХ СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Базаева Н.С., Маливанов М.В., Хмелёв Р.Н.

(Тульский государственный университет)

Совершенствование системы топливоподачи – одно из основных направлений повышения мощностных, экономических и экологических показателей современных дизельных двигателей. Ввиду непрерывной интенсификации максимального давления впрыскивания и других параметров, предъявляются все более жесткие требования к адекватности математических моделей, описывающих изменение состояния дизельного топлива (ДТ) в процессе функционирования системы топливоподачи.

Известные подходы [1 – 4] к описанию функционирования системы топливоподачи, как правило, базируются на целом ряде допущений и характеризуются широким привлечением экспериментальных данных. Кроме того, отсутствуют универсальные и надежные зависимости для определения внутренней энергии, энтальпии, теплоемкостей дизельного топлива.

В данной работе на базе тепломеханического подхода, изложенного в трудах [5] проф. Подчуфарова Ю.Б., получены зависимости, описывающие изменение состояния дизельного топлива во времени.

В качестве исходной системы уравнений, описывающей изменение состояния термодинамического тела, были использованы законы сохранения [5]:

$$- \text{массы } \frac{dm}{dt} = \sum_{p=1}^{p=i} G_{\text{пр}} - \sum_{q=1}^{q=j} G_{\text{рқ}} ; \quad (1)$$

$$- \text{энергии } \frac{dU}{dt} = \sum_{p=1}^{p=i} \Pi_{\text{пр}} G_{\text{пр}} - \sum_{q=1}^{q=j} \Pi_{\text{рқ}} G_{\text{рқ}} - P \frac{dW}{dt}, \quad (2)$$

где $G_{\text{пр}}$ – секундный массовый приход жидкости по p -му каналу; $G_{\text{рқ}}$ – секундный массовый расход жидкости по q -му каналу; $\Pi_{\text{пр}}$ – удельный приход энергии жидкости по p -му каналу; $\Pi_{\text{рқ}}$ – удельный расход энергии жидкости по q -му каналу; $p = 1, 2, 3, K, i$; $q = 1, 2, 3, K, j$; $\Pi = u + P \cdot v = h$; u и h – внутренняя энергия и энтальпия жидкости; W – объем, занимаемый рабочим телом; P – давление; v – удельный объем.

Система уравнений (1) и (2) должна быть дополнена зависимостями для расчета расхода рабочего тела, внутренней энергии, энтальпии, а также удельной массовой изохорной и изобарной теплоемкости.

При получении названных зависимостей одним из важнейших вопросов является отыскание рациональной формы уравнения состояния, позволяющего правильно описать поведение вещества в широкой области параметров состояния. В данной работе в качестве уравнения состояния ДТ использовалась зависимость [2]

$$\left(\frac{\rho}{\rho_{0t}} \right)^k = \frac{B + P}{B}, \quad (3)$$

где $B = 10^6 \cdot [104 - 0,851(t - 20) + 0,44(\rho_{20} - 825)]$; $k = 10,5 + 0,0141(t - 20)$; ρ_{20} – плотность при нормальных условиях; ρ_{0t} – плотность при температуре t и атмосферном давлении.

Задача определения удельной массовой изохорной теплоемкости c_v наталкивается на отсутствие надежных экспериментальных данных [2]. Так, в работе [2], c_v приближенно определяется через параметр Грюнейзена, коэффициент теплового расширения и удельную массовую изобарную теплоемкость. Более точное выражение для c_v можно получить, используя известное уравнение термодинамики [5]:

$$c_v(v, T) = c_v(v_0, T) + T \int_{v_0}^v \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right)_v dv, \quad (4)$$

где v_0 – значение удельного объема при T_0 и P_0 .

Как показали проведенные исследования, выражение (4) может быть получено из уравнения состояния (3) только с привлечением зависимости для $c_v(v_0, T)$, которая является неизвестной.

В данной работе для определения c_v использовалось известное термодинамическое соотношение:

$$c_p - c_v = -T \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v^2 / \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_T. \quad (5)$$

Выражение для c_v было получено на базе уравнения состояния (3), эмпирической формулы [2] для удельной массовой изобарной теплоемкости $c_p = 1833 + 4,575 \cdot (T - 273) - 0,31 \cdot 10^{-6} \cdot P$ и имеет следующий вид:

$$c_v = 581,03 + 4,311 \cdot T + 0,1364 \cdot \rho_{20} - 3,1 \cdot 10^{-7} \cdot a_1 \cdot a_2^{a_3} - T \cdot \frac{[851000 + a_2^{a_3} \cdot (-851000 + a_1 \cdot (1,41 \cdot 10^{-2} \cdot \ln a_2 - a_3 \cdot a_2 \cdot v \cdot (-1,8 + 1,3 \cdot 10^{-3}))^2]}{a_1 \cdot a_2^{a_3} \cdot a_3} \cdot v,$$

$$\text{где } a_1 = -9657000 - 851000 \cdot T + 440000 \cdot \rho_{20}; \quad a_2 = \left[\frac{1}{\rho_{20} - (1,8 - 1,3 \cdot 10^{-3} \cdot \rho_{20}) \cdot (T - 293)} \right] \cdot v;$$

$$a_3 = 6,369 + 1,41 \cdot 10^{-2} \cdot T.$$

Как показали проведенные исследования при описании изменения состояния ДТ допущение о постоянстве теплоемкости является вполне оправданным. Так, расхождение результатов расчета, полученных в случае постоянной и переменной теплоемкости, составляет не более 0,2 %. Это объясняется тем, что в уравнении (2) вычисляется разность между удельным приходом и расходом энергии. В связи с этим в дальнейшем, при выводе зависимостей для внутренней энергии и энтальпии теплоемкость принималась постоянной.

В соответствии с используемым подходом [5] на основании уравнения состояния (3) были получены следующие зависимости для внутренней энергии и энтальпии:

$$u = f(v, T) = c_v \cdot T + B_H \cdot v + \frac{B_H \cdot v_H^{k_H}}{k_H - 1} \cdot v^{1-k_H} - B_H \cdot v_H - \frac{B_H \cdot v_H}{k_H - 1};$$

$$h = f(v, T) = u + P \cdot v = u + v \cdot \left(-B + B \left(\frac{v_{0t}}{v} \right)^k \right);$$

где $v_{0t} = \frac{1}{\rho_{0t}}$ — удельный объем при температуре t и атмосферном давлении;

$B_H = B(T_H) = 3,643 \cdot 10^8$; $k_H = k(T_H) = 6,369$; $v_H = 9,491 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{кг}$.

Секундный массовый расход жидкости вычислялся по формуле $G = \mu \cdot S \sqrt{\frac{2}{v_0}(P_0 - P)}$, при этом $v = v_0$, $u = u_0$ (индексом 0 отмечены параметры жидкости в начальном неподвижном слое); μ — коэффициент расхода; S — площадь отверстия.

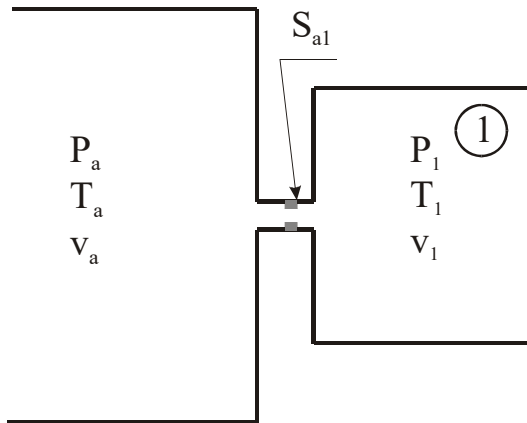


Рис. 1. К расчету процесса наполнения полости

Дизельное топливо в гидроаккумуляторе на протяжении времени переходного процесса имеет неизменные параметры $P_a = 1,5 \cdot 10^8 \text{ Па}$, $T_a = 293 \text{ К}$, $v_a = 1,087 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$. В полости 1 постоянного объема $W = 4,54 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ в момент открытия отверстия $S_{a1} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ дизельное топливо имеет

параметры $P_{10} = 1,01 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $T_{10} = 293 \text{ К}$, $v_{10} = 1,176 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$. При проведении расчетов принималась $c_v = 1,71 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$; $\mu_{a1} = 1$.

После известных [5] преобразований система уравнений, описывающая изменение во времени удельного объема и температуры дизельного топлива, записывается в следующем виде

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{v^2}{W} \left[\sum_{p=1}^{p=i} G_{pp} - \sum_{q=1}^{q=j} G_{pq} - \frac{1}{v} \frac{dW}{dt} \right]; \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dt} = & \frac{v}{W \cdot c_v} \left[\sum_{p=1}^{p=i} G_{pp} (\Pi_{pp} - u + B_H \cdot v - v_H^{k_H} \cdot v^{1-k_H}) - \right. \\ & - \sum_{p=1}^{p=i} G_{pq} (\Pi_{pq} - u + B_H \cdot v - v_H^{k_H} \cdot v^{1-k_H}) - \frac{dW}{dt} \cdot \left. \left\{ -B + B \cdot \left(\frac{v_{0t}}{v} \right)^k + \right. \right. \\ & \left. \left. + B_H \cdot \left(1 - \left(\frac{v_H}{v} \right)^{k_H} \right) \right\} \right]. \end{aligned} \quad (7)$$

В качестве примера использования разработанного математического описания выполнен расчет гидравлической системы, изображенной на рис. 1.

На рис. 2 приведены результаты процесса наполнения полости дизельным топливом.

Полученные зависимости могут применяться не только для описания процессов в полостях, но в трубопроводах при использовании одномерных гидродинамических моделей.

Таким образом, использование разработанного в рамках тепломеханики математического описания позволит уточнить существующие математические модели систем топливоподачи и тем самым повысить эффективность теоретических исследований по их совершенствованию.

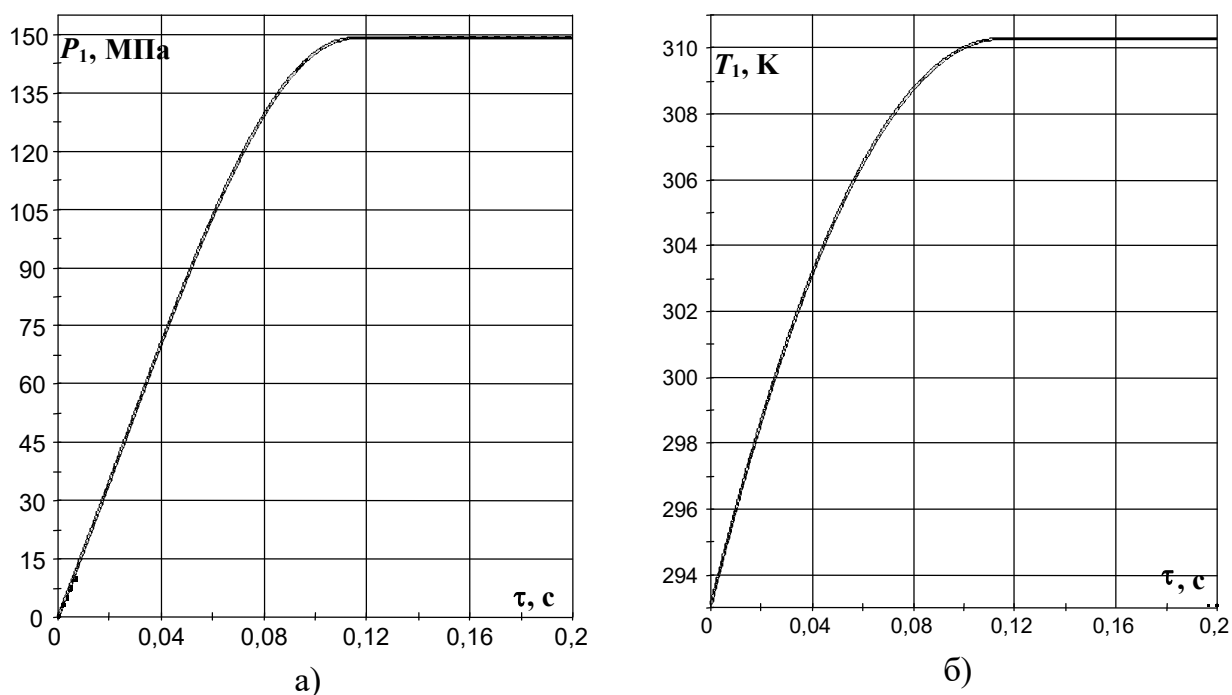


Рис. 2. Результаты расчета изменения во времени значений параметров состояния дизельного топлива: а – $P_1(\tau)$, б – $T_1(\tau)$

Литература:

1. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Голубков Л.Н., Трусов В.И. и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
2. Грехов Л.В. Использование линеаризованного распада разрыва для расчета топливоподачи в дизелях // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвузовский сборник научных трудов. Вып. XVI. – М.: МАМИ, 1999. – С 81 – 85.
3. Мочалова Н.А. Исследование термодинамики плотных жидкостей и газов с целью уточнения метода гидродинамического расчета топливных систем тепловых двигателей летательных аппаратов. Автореф. дисс. на соиск. ученой степени к.т.н. – Рыбинск, 1995. – 20 с.
4. Девянин С. Н. Улучшение эксплуатационно-технических показателей быстроходного дизеля совершенствованием процесса впрыскивания и распыливания топлива: Дисс. на соиск. ученой степени д. т. н. Москва, 2005. – 390 с.
5. Подчуфаров Ю.Б., Кирик Г.Б., Андреев В.М. Математические модели автоматических систем. Гидромеханические системы: Учебное пособие. – Тула: ТулПИ, 1987. – 96 с.

ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА VORONEZH RAIL

Крохотин Ю. М. (Воронежская государственная лесотехническая академия)

К показателям работы дизелей предъявляется ряд жёстких требований, приоритетными из которых являются топливная экономичность и токсичность отработавших газов (ОГ) [1, 2, 3]. Удовлетворение этих требований представляет собой достаточно трудную научную и техническую задачу. Эффективным способом для удовлетворения этих противоречивых требований является ступенчатое, двухразовое или многократное впрыскивание топлива [1, 4, 5, 6].

Проблема заключается в наличии технических средств, обеспечивающих такое впрыскивание. Особую трудность представляет подача малых запальных доз топ-