

УДК 621.85.(061)

РАСЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СОСТОЯНИЯ ПОТОКОВ ТОПЛИВА В ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЕ ГАЗОДИЗЕЛЯ 6 ГЖЧН 26/34

С.М.Доценко, кандидат технических наук

Первомайский политехнический институт НУК им. адмирала Макарова

Визначення термодинамічних показників режимів подачі палива залежно від витрат у номінальному режимі і режимі холостого ходу дозволяють встановити залежності між термодинамічними параметрами палива і швидкістю потоку палива, що дозволить визначити параметри модулятора модернізованої паливної системи газодизеля 6 ГЖЧН 26/34.

Определение термодинамических показателей режимов подачи топлива в зависимости от расхода в номинальном режиме и режиме холостого хода позволяют установить зависимости между термодинамическими параметрами топлива и скоростью потока топлива, что позволит определить параметры модулятора модернизированной топливной системы газодизеля 6 ГЖЧН 26/34.

Постановка проблемы. Состояние топливной системы характеризуется состоянием физических величин (параметров) рабочего тела топлива. Определение термодинамических характеристик топливной системы в процессе разработки новых видов оборудования и модернизации существующих требует проведения аналитических расчетов, позволяющих адекватно отображать протекающие физические процессы.

Анализ последних публикаций и исследований. Установленные динамические характеристики в процессах подачи топлива газодизель — генератора на трех основных режимах: на максимальной цикловой подаче в режиме запуска двигателя, в режиме холостого хода и в режиме впрыскивания запальной порции дизельного топлива. Выполненное расчётное исследование, результаты которого приведены в [1], показало, что применительно к среднеоборотному двигателю 6 ГЖЧН 26/34, позволяет довести объём запальной порции дизельного топлива до 2-3% уменьшив его в сравнении с достигнутым ранее уровнем в 3-5 раз. В работе [2]

была обоснована установка модуляторов топливной системы. Эти исследования являются одним из направлений интенсификации процесса топливоподачи в топливной аппаратуре газодизелей [3].

Нерешенная часть проблемы. Определение переходных характеристик модернизированных топливных систем в силу стабильности характеристик надсистемы — газодизеля 6 ГЖЧН 26/34, требует создания новых или модернизации существующих элементов топливной системы, позволяющих не ухудшить эксплуатационные показатели. Термодинамические показатели режимов подачи топлива изменяются в зависимости от значений расхода топлива номинального и режима холостого хода.

Задачи исследований. Поставленные задачи определения значений термодинамических показателей режимов подачи топлива в зависимости от расхода при номинальном режиме и режиме впрыскивания запальной порции дизельного топлива требуют установить зависимость термодинамических параметров состояния топлива в модернизированной топливной аппаратуре в зависимости от режимов работы газодизеля.

Основная часть. Параметры состояния потока топлива определены критериальным уравнением состояния системы [4]:

$$F = (p \vartheta T) = 0, \quad (1)$$

где p — давление, Па; ϑ — объем, м³; T — температура, К.

Для потока топлива состояние системы представлено в виде уравнения Клайперона, получим [4]:

$$p \vartheta = W_T R T, \quad (2)$$

где W_T — вес топлива в объеме ϑ ; R — термодинамическая постоянная, кгс м/кгс °С.

При подаче топлива топливной системой газодизеля 6 ГЖЧН 26/34 происходит изменение начальных параметров. При этом считаем тепло, отводимое от топлива при сжатии топлива — отрицательным, и работу, произведенную системой — отрицательной. В дифференциальной форме уравнение первого закона термодинамики имеет вид:

$$dQ = dU + A P_T dL_T, \quad (3)$$

где Q — количество тепла, отведенного от системы, Дж; U — внутренняя энергия, Дж; $A = 0,00221$ — термический эквивалент работы, Дж/кгс м; L — работа, совершаемая системой, кгс м.

В статистических расчетах постоянных и переменных режимов истечения: **первого** — надкритического — индекс H и **второго** — подкритического — индекс Π , исходя из уравнения состояния системы (2) используется выражение расхода топлива, которое составит [5]:

$$G_M^H = K \mu \frac{P_M}{\sqrt{R T_M}} \varphi(\sigma), \quad (4)$$

где $K = \sqrt{\frac{2 g n}{n-1}}$ — коэффициент зависимости давления постоянных и переменных режимов от термодинамических параметров;

$R = 2,5 \times 10^{-7}$ кгс м/кгс °С для дизельного топлива Л ГОСТ 305-82 [5].

Значение функций изменения давлений выполнены по методу [6]:

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{2/k} - \sigma^{k+1/k}}. \quad (5)$$

При $T = 293^\circ\text{K}$

$$G_M^\Pi = K \mu f p_M \varphi(\sigma). \quad (6)$$

Разделив все члены уравнения (3) на количество топлива, протекающее через сечение щели в полость топливного насоса, получим зависимость значений удельных тепловых потоков q от удельных количеств внутренней энергии u и работы l , совершаемой системой с учетом режимов работы: надкритического и подкритического:

$$dq_F^H = du_T^H + A p_T^H dl_T^H;$$

$$dq_F^H = du_T^H + A p_T^H dl_T^H. \quad (7)$$

Работа, затрачиваемая на перемещение плунжера, при стабильном давлении в системе p с учетом надкритического и подкритического режимов работы, составляет:

$$dl_F^H = p F dx = p F d\mathfrak{S}_T^H;$$

$$dl_F^H = p F dx = p F d\mathfrak{S}_T^H. \quad (8)$$

где p — экспериментальные значения давления, полученные при моторных испытаниях газодизель-генератора ГДГ 630/750; F — площадь плунжера, m^2 .

Таблица

Результаты моторных испытаний ГДГ 630/750

Наименование параметров	Размерн.	Значение параметров				
		0	100	200	450	600
Мощность двигателя	кВт	0	100	200	450	600
Барометрическое давление	мм. рт. ст	760,5				
Давление во впускном коллекторе	кгс / cm^2	-	0,2	0,5	0,7	0,9
Расход дизельного топлива * (запальная доза)	кг / час,	37,5	7,4	4,4	4,5	4,4
Расход дизельного топлива (% от $q_{ном}$) *	%	18,8	3,7	2,2	2,2	2,4
Расход дизельного топлива ** (запальная доза)	кг / час,	37,5	6,8	6,0	6,0	6,4
Расход дизельного топлива (% от $q_{ном}$) **	%	18,8	3,4	3,0	3,0	3,2

* - при запальной дозе дизельного топлива 4,2 кг/час (2,3%).

** - при запальной дозе дизельного топлива 6-7 кг/час (3-3,4%).

При изменении в результате перемещения плунжера объема полости в диапазоне от \mathfrak{S}_{T1} до \mathfrak{S}_{T2} удельная работа потока топлива составляет:

$$\begin{aligned}
 l^H &= \int_{\vartheta_{T1}}^{\vartheta_{T2}} p \, d\vartheta; \\
 l^H &= \int_{\vartheta_{T1}}^{\vartheta_{T2}} p \, d\vartheta.
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

Внешняя работа потока топлива составляет:

$$\begin{aligned}
 dL^H &= W_H^H dl^H; \\
 dL^H &= W_H^H dl^H.
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

С учетом значений (4) и (5) получим значения работы на перемещение плунжера, которое составит, исходя из первого закона термодинамики, [4]:

$$dQ = dU + A P_T d\vartheta_T. \tag{11}$$

Разделив (7) на (4) и (6) получим значение удельной работы на перемещение плунжера с учетом надкритического и подкритического режимов работы:

$$\begin{aligned}
 dq^H &= du^H + A p_T^H d\vartheta_T^H; \\
 dq^H &= du^H + A p_T^H d\vartheta_T^H.
 \end{aligned}
 \tag{12}$$

Уравнения движения топлива с учетом потерь на трение имеет вид в зависимости от надкритического и подкритического режимов работы [5]:

$$d \left(\frac{w_T^2}{2g} \right) + \vartheta_T dp + \lambda \frac{w_T^2}{2g} \frac{dx}{D_K} = 0. \tag{13}$$

при этом значения ϑ_T для этих режимов работы составляют:

$$\begin{aligned} \vartheta_T^H &= - \left[d \left(\frac{w_T^2}{2g} \right) + \lambda \frac{w_T^2}{2g} \frac{dx}{D_K} \right] / dp; \\ \vartheta_T^H &= - \left[d \left(\frac{w_T^2}{2g} \right) + \lambda \frac{w_T^2}{2g} \frac{dx}{D_K} \right] / dp. \end{aligned} \quad (14)$$

Зависимости между параметрами топлива и скоростью потока топлива установим при решении уравнения движения (13) совместно с уравнением состояния (2) и уравнением сохранения энергии (3). С учетом работы сил трения уравнение сохранения энергии (3) на приращение давления имеет вид [4]:

$$\begin{aligned} dq &= du + A p d\vartheta_T^m = du - A d \left(w_T^2 / 2g \right) - \\ &- A dx \left(\lambda / D_K \right) \left(w_T^2 / 2g \right). \end{aligned} \quad (15)$$

Из уравнения (15) как частные случаи могут быть получены уравнения всех основных термодинамических процессов: изохорного, изотермического, изобарного, адиабатного, политропного. Рассматривая политропный процесс, протекающий при постоянной теплоемкости, показатель политропы равняется:

$$n = \frac{c_p - c^*}{c_s - c^*} \quad (16)$$

где $c^* = \frac{\int_{t_1}^{t_2} c dt}{t_2 - t_1}$ — истинная теплоемкость топлива, дж/град [7];

$$c_p = \frac{k}{k-1} A R \quad \text{и} \quad c_s = \frac{A R}{k-1} .$$

Значения коэффициента относительного теплообмена составят:

$$\psi = \frac{c}{c - c_3}. \quad (17)$$

Уравнение политропы имеет вид:

$$p \vartheta^n = \text{const}. \quad (18)$$

Термодинамические зависимости между параметрами топлива в политропном процессе представлены в виде:

$$\begin{aligned} p_2/p_1 &= (\vartheta_1/\vartheta_2)^n; & p_2/p_1 &= (T_2/T_1)^{n-1}; \\ T_2/T_1 &= (\vartheta_1/\vartheta_2)^{n-1}. \end{aligned} \quad (19)$$

Удельная внешняя работа топлива в (3) при политропном процессе составляет:

$$l = \frac{p_1 p_2}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{n-1/n} \right]. \quad (20)$$

В уравнении (3) представлены значения составляющих в виде удельных значений, что соответствует требованиям термодинамики [1,4]. Переход от уравнения (3) к уравнению (7) позволяет учитывать количественные значения потоков топлива для надкритического и подкритического режимов работы.

Выводы. Определение термодинамических показателей режимов подачи топлива в зависимости от расхода на номинальном режиме и режиме холостого хода позволяют установить зависимости между параметрами топлива и скоростью потока топлива, что позволит выполнить расчет параметров модулятора модернизированной топливной системы газодизеля 6 ГЖЧН 26/34.

ЛИТЕРАТУРА

1. Доценко С.М., Григорьев А.Л., Литвин С.Н., Врублевский А.Н. Теоретическое и экспериментальное исследование топливной аппаратуры газового дизель-генератора. // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – № 7(385). – С. 85 – 95.

2. Григорьев А.Л., Врублевский А.Н., Литвин С.Н., Доценко С.М. Использование модулятора импульсов давления для интенсификации впрыскивания запальной порции дизельного топлива в цилиндры газодизеля // Вестник ХГПУ. Сборник научных трудов. Вып.85, Харьков, 1999. – С. 3 – 12.

3. Григорьев А.Л. Разработка методов интенсификации процесса топливоподачи в топливной аппаратуре высокооборотных дизелей. – Автореф. дис.-канд. техн. наук. – Харьков – 1988.- 22 с.

4. Литвин А.М. Техническая термодинамика. – М.: Госэнергоиздат, 1968. – 403 с.

5. Доценко С.М. Статистический расчет расхода топлива в топливной аппаратуре дизеля 6 ГЖЧН 26/34 // Бюлетень наукових праць Прибужжя. – 2005. – № 9. – С. 43-49.

6. Чугаев Р.Р. Гидравлика. – Л.: Энергоатомиздат, 1982. – 672 с.

7. Кирилин В.А., Сычев В.В., Шейдлин А.Е. Техническая термодинамика. – М.: Энергия, 1968. – С.103-104.