

С.М. Доценко, доц.

Первомайский политехнический институт Национального университета кораблестроение им. адмирала Макарова

Статистический расчет расхода топлива в топливной аппаратуре дизеля 6 ГЖ ЧН 26/34

Применение в системах подачи топлива дизель генератора 6 ГЖ ЧН 26/34 критического отношения давлений позволяет установить критические и подкритические режимы истечения, обеспечивающие рациональный расход топлива, что уменьшит стоимость эксплуатации.
схема, динамика, система, энергия, параметр, тепло, рівень, дослід.

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

Установлены динамические характеристики в процессах подачи топлива дизель генератора на трех основных режимах: на максимальной цикловой подаче в режиме запуска двигателя (не более 10-20 секунд), ограниченное время (10-30 минут) – на режиме холостого хода и основное время - на режиме впрыскивания запальной порции дизельного топлива. Выполненное расчётное исследование, результаты которого приведены в [1], показало, что применительно к среднеоборотному двигателю 6 ГЖ ЧН 26/34, позволяет довести объём запальной порции дизельного топлива до 2-3% уменьшив его в сравнении с достигнутым ранее уровнем в 3-5 раз. Объём топлива, впрыскиваемого на этом режиме, составляет примерно 35-40% от номинальной подачи при дизельном цикле. Уменьшенные, по сравнению со штатной аппаратурой, число и диаметр сопловых сечений распылителя форсунки приводит к значительному увеличению продолжительности впрыскивания, что обеспечило сохранение дальноточности струй впрыснутого топлива и не оказывает негативного влияния на режимные параметры двигателя. В работе [2] было показано, что установка модуляторов приводит к усилению резонансных свойств топливной системы. Эти исследования являются одним из направлений интенсификации процесса топливоподачи в топливной аппаратуре дизелей [3].

Определение переходных характеристик модернизированных топливных систем в силу стабильности характеристик надсистемы-дизеля 6 ГЖ ЧН 26/34, требует создания новых или модернизации элементов топливной системы, позволяющих не ухудшить эксплуатационные показатели. При этом на одних режимах показатели процесса топливоподачи дизеля улучшаются, а на других - ухудшаются.

Поставленные задачи соответствия коэффициентов расхода топлива дизельного режима и режима холостого хода позволяют обеспечить функциональную зависимость параметров модулятора и расхода топлива модернизированной топливной системы дизеля 6 ГЖ ЧН 26/34.

На испытательном стенде модернизированной топливной системы дизеля 6 ГЖ ЧН 26/34 при установившемся движении топлива при обеспечении условий равенства давлению подачи топлива и давлений сгорания в цилиндрах [1], профиль скоростей

истечения топлива в модернизированной топливной системы дизеля 6 ГЖ ЧН 26/34 соответствует уравнению Бернулли [4]:

$$\frac{w_T^2}{2g} + \frac{p_T}{\rho_T} + h_T = const, \quad (1)$$

где w_T – скорость потока топлива, м/с;

p_T – скоростное давление, кг/м²;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

h_T – потери на гидравлическое трение потока топлива в топливной системе дизеля, м.

Первый член уравнения (1) представляет *скоростной напор* потока топлива в канале. Второй член (1) характеризует гидравлический напор в канале и представляет *гидростатический напор*. Третий член (1) учитывает работу сил трения потока топлива в канале представляет – *потери напора*.

Уравнение (1), представленное в дифференциальной форме имеет вид:

$$d \left(\frac{w_T^2}{2g} \right) + \vartheta_T dp_T + dh = 0. \quad (2)$$

Рассмотрение давления в сечениях каналов на входе и выходе топливной системе дизеля согласно (2) показывает, что скорость потока топлива на участке между двумя сечениями изменяется за счет изменения давления. При этом частично энергия потока тратится на покрытие потерь из-за трения потока топлива о стенки каналов и местные сопротивления.

Потери на трение в канале составят [5]:

$$dh = \lambda \frac{dx}{D_K} \frac{w_T^2}{2g}, \quad (3)$$

где λ – коэффициент трения топлива в канале, 1/с;

x – координата сечения канала, м;

D_K – диаметр канала, м.

После подстановки (3) в (2), получим значение потерь трения в канале:

$$d \left(\frac{w_T^2}{2g} \right) + \vartheta_T dp + \lambda \frac{w_T^2}{2g} \frac{dx}{D_K} = 0. \quad (4)$$

Измерив, профиль скорости потока топлива на входе и выходе канала определим коэффициент сопротивления ζ , с учетом, которого уравнение (4) имеет вид:

$$d \left(\frac{w_T^2}{2g} \right) + \vartheta_T dp + \zeta \left(\frac{w_T^2}{2g} \right) = 0. \quad (5)$$

Параметры состояния потока топлива определены критериальным уравнением состояния системы [5]:

$$F = (p \vartheta T) = 0. \quad (6)$$

Для потока топлива состояние системы, представленного в виде уравнения Клайперона, получим [5]:

$$p \vartheta = R T. \quad (7)$$

Работа на перемещение плунжера составит согласно первого закона термодинамики [2]:

$$dq = du + A p_T d\mathcal{G}_T. \quad (8)$$

Зависимости между параметрами топлива и скоростью потока топлива установим при решении уравнения движения (4) совместно с уравнением состояния (6) уравнением (8) сохранения энергии, которое с учетом работы сил трения имеет вид:

$$dq + A dh = du + A p_T d\mathcal{G}_T. \quad (9)$$

В процессе истечения топлива через короткий канал в среду с меньшим давлением параметры топлива поддерживаются постоянными. Расход топлива найдем из уравнения неразрывности для средних значений параметров топлива по сечению канала:

$$G_T = \rho_T w_T f_K. \quad (10)$$

Если принять объем резервуара бесконечно большим (рис.1), то скорость истечения при этих условиях равна:

$$w_K^T = \left[\frac{2gk_T}{k_T - 1} \rho_T \mathcal{G}_M \left(1 - \sigma^{n-1/n} \right) \right]^{-1/2}, \quad (11)$$

где k_T - коэффициент связи между коэффициентом сопротивления и термодинамическим показателем процесса;

n - термодинамический показатель процесса $n = k(1 + \zeta)/k\zeta + 1$;

$\sigma = p/p_M$ - отношение давления среды, в которую поступает топливо, к давлению среды, из которой он вытекает.

С учетом уравнения неразрывности (10) и значений w из уравнения (11) и $\mathcal{G} = \mathcal{G}_M (p_M/p)^{1/n}$ расход топлива составит:

$$G_T = f_K \sqrt{\frac{2gk_T}{k_T - 1} \frac{\rho_T}{\mathcal{G}_M} \left(\sigma^{2/n} - \sigma^{n+1/n} \right)}. \quad (12)$$

В уравнении (12) потери на трение при истечении учтены *термодинамическим показателем* процесса течения топлива (для дизельного топлива Л ГОСТ 305-82).

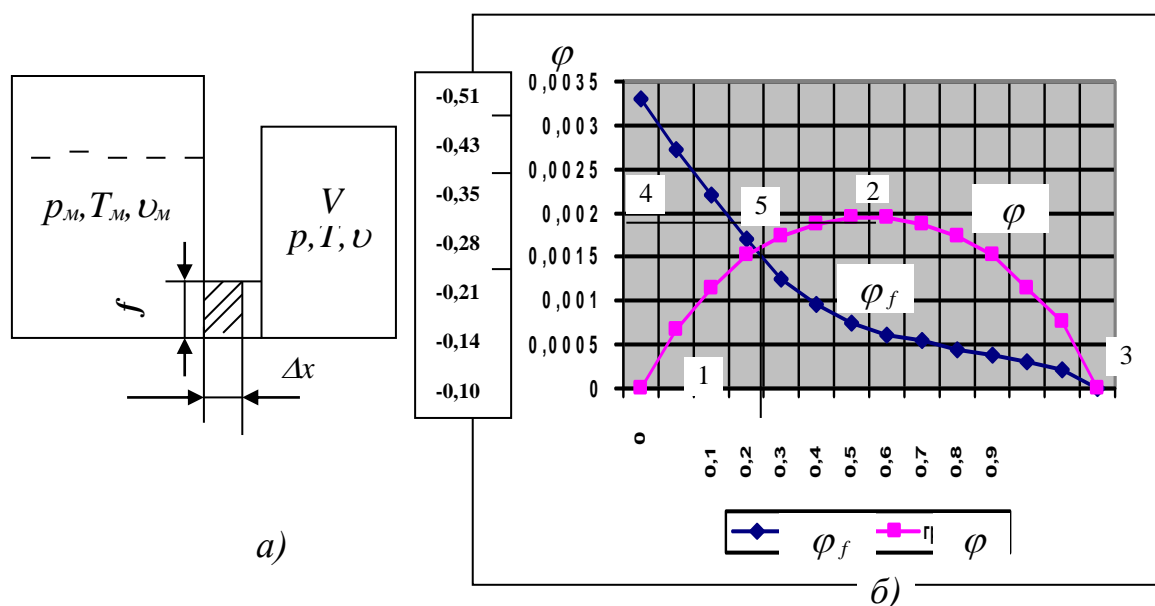


Рисунок 1 – Схема (а) и график (б) истечения топлива из канала

В условиях уменьшения поперечного сечения струи при истечении дизельного топлива Л ГОСТ 305-82 через форсунки, потери на трение и другие потери давления учитываются коэффициентом расхода - $\mu < 1$. С термодинамической точки зрения для вязкой несжимаемой жидкости он представляет произведение *коэффициента скорости*, учитывающего потери на трение и *коэффициента сжатия*, учитывающего уменьшение поперечного сечения струи при истечении. При этом процесс истечения рассматривается как адиабатный.

Заменив показатель степени $n = k$ и введя в уравнение (12) коэффициент расхода, получим формулу расхода, которая будет использоваться при статистическом расчете расхода топлива в топливной аппаратуре дизеля 6 ГЖ ЧН 26/34.

$$G_M = \mu f \sqrt{\frac{2 g k}{k-1} * \frac{p_M}{g_M} \left(\sigma^{2/k} - \sigma^{k+1/k} \right)}. \quad (13)$$

Из (13) следует, что $\varphi_f \cdot 10^{-4}$ и $G_T = \varphi(\sigma)$. Определив максимум функции $G_T = \varphi(\sigma_T)$ по данным рис.1 б, находим производную $\frac{2 g k}{k-1} * \frac{p_M}{g_M} \left(\sigma^{2/k} - \sigma^{k+1/k} \right)$ в (13) и приравнявая ее 0, в этом случае получим значение давления в системе:

$$\sigma_T = \sigma_* = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/k+1}, \quad (14)$$

где σ_* - представляет критическое отношение давлений. При $k=0,001986$, то $\sigma_* = 1,594 \text{ кг*с/м}^2 = 372,3 \text{ Па}$.

При подстановке (14) в (13) получим критический расход топлива:

$$G_M = \mu f \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/k-1} \sqrt{\frac{2 g k}{k+1} * \frac{p_M}{g_M}}. \quad (15)$$

На рис.1 б представлен график зависимости переменной части расхода (13) $G_T = \varphi(\sigma)$ в диапазоне $0 < \sigma_T < 1$. Критическое отношение давлений (14) соответствует максимальному расходу $G_* = \varphi(\sigma_T)$. При $\sigma_T = 0$ сегмент 1-2 на рис.1 б представляет истечении топлива в вакууме, расход $G_T = \max$. Линия 2-4 соответствует постоянному расходу $G_T = const$ и равным критическому и условию скорости звука в устье канала, при постоянном давлении в системе и значениях отношений давлений меньше σ_* .. Значения соотношений точки 5 φ_f / φ соответствует рациональному режиму подачи топлива. Используя специальные формы устья канала можно достичь *сверхзвуковые скорости истечения*, которые является целью отдельного исследования.

В статистических расчетах постоянных и переменных режимов истечения: первого – надкритического, представленного выражением (15) и второго – подкритического в виде (13), исходя из уравнения состояния системы (7) используется выражение:

$$G_M = K \mu \frac{p_M}{\sqrt{R T_M}} \varphi(\sigma), \quad (16)$$

где $K = \sqrt{\frac{2 g k}{k-1}}$, $R=29,27 \text{ кгс м/кгс } ^\circ\text{C}$.

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{2/k} - \sigma^{k+1/k}}. \quad (17)$$

При $T=293$ °К

$$G_M = K \mu f p_M \varphi(\sigma) \quad (18)$$

Так как зависимость (18) является переменной, то она представляет расходную функцию. Характер $\varphi(\sigma)$ аналогичный как и для расхода при истечении из неограниченного объема (рис.1.б).

Для надкритического режима (15) имеет вид:

$$G_M = K \mu f \frac{P_M}{\sqrt{R T_M}}, \quad (19)$$

где $K_* = K \varphi(\sigma_*)$.

Для идеальной вязкой несжимаемой жидкости при небольших перепадах давления при моделировании процесса истечения топлива возможно применить формулу [6]:

$$G_M = \mu f p_M \frac{P_M}{\sqrt{\frac{2g}{R T_M} (1-\sigma)}}. \quad (20)$$

В результате проведенных теоретических исследований представлена модель расхода топлива (18) с учетом потерь на трение при истечении. В ней потери на трение в канале учтены **термодинамическим показателем** процесса течения топлива, другие потери давления учитываются **коэффициентом расхода**.

По результатам проведенных исследований был разработан и апробирован модулятор импульсов давления топливной системы 6 ГЖ ЧН 26/34.

Из данных приведенных исследований установлено, что соблюдение в системах подачи топлива дизель-генератора 6 ГЖ ЧН 26/34 критического отношения давлений позволяет установить критические и подкритические режимы истечения, обеспечивающие рациональный расход топлива, что уменьшит стоимость эксплуатации.

Список литературы

1. Доценко С.М., Григорьев А.Л., Литвин С.Н., Врублевский А.Н. Теоретическое и экспериментальное исследование топливной аппаратуры газового дизель – генератора.
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. Чугаев Р.Р. Гидравлика // Л.: Энергоатомиздат, 1982. – 672 с.
6. Turnquist R.O. Cjmharing gas flow formulas for control valve sizing «USA journal», 8, 1961, № 6.

Застосування в системах подачі палива дизель-генератора 6 ГЖ ЧН 26/34 критичного відношення тисків дозволяє установити критичні і підкритичні режими витікання, що забезпечують раціональні витрати палива, що зменшить вартість експлуатації

Using in system of the presenting fuel diesel-generator 6 ГЖ ЧН 26/34 26/34 critical relations of the pressures allows to install critical modes outflow, providing rational consumption fuel that will reduce cost to usages

Получено 5.10.05