

ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС МОБІЛЬНОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

УДК 621.431.73

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВПРЫСКА ТОПЛИВА В МАЛЫХ ОТКЛОНЕНИЯХ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Анисимов Виктор Федорович д.т.н. професор
Музычук Василий Иванович к.т.н., доцент
Винницкий национальный аграрный университет
Слободян Наталия Михайловна к.т.н., доцент
Винницкий национальный технический университет
Anisimov V.
Muzichuk V.
Vinnytsia National Agrarian University
Slobodyan N.
Vinnytsia National Technical University

Анотация: *оказано перехід класичних диференційних рівнянь, що описують процеси паливоподачі та впорскування з урахуванням витоків палива у прецизійних парах, в рівняння з малими відхиленнями параметрів.*

Ключевые слова: *математическое моделирование, топливная аппаратура, прецизионные пары.*

Из инженерной практики последних 3-4 десятилетий известно, опробовано и доказано, что если математические модели достоверно описывают процессы, циклы или физические явления, то теория малых отклонений для теоретических исследований всесторонне предпочтительна любому эксперименту по регулировочным характеристикам [1 – 3]. Учитывая факт, что все параметры и характеристики взаимосвязаны порой нелинейными зависимостями, выделить влияние того или иного параметра на искомую величину невозможно, более того чревато, если определяющий аргумент или его производная имеет экстремальные значения [4–6]. Учитывая современные обстоятельства, сложившиеся в науке, проведение обширного, объемного эксперимента крайне затруднительно, а заказчик уже не формулирует свои дополнительные требования к технике, а довольствуется поставкой и покупкой техники предлагаемой машиностроительным производством. Если заводские контрольные испытания (ЗКИ) или малые контрольные испытания (МКИ) как-то укладываются в финансовые ведомости производства, то большие контрольные испытания (БКИ) и межведомственные контрольные испытания (МвКИ) или не проводятся или проводятся в мизерных долях от общего объема. Надёжностные испытания вообще проводятся только по числу циклов (пусков, например), а на работоспособность изделий в целом или его систем (особенно транспортной техники в сельском хозяйстве) вообще не проводятся.

Указанные обстоятельства говорят в пользу моделирования регулировочных характеристик, которое обходится меньшими затратами и существующей высокой разрешающей способностью современной вычислительной техники, тем более, что за век существования дизеля накоплен огромный экспериментальный материал по созданию новых и совершенствованию существующих дизелей с учётом новых технологий, требований по экономичности, токсичности, надёжности и работоспособности [3, 7–10].

Динамические характеристики впрыска топлива с учетом гидравлической плотности прецизионных пар (плунжер-втулка, клапан-седло, игла-распылитель) для перевода в малые

отклонения выразятся следующими уравнениями:

- давление топлива в надплунжерной полости

$$(P_H)_0 = \int_t \frac{1}{\beta V_H} \left[\left(f_H \frac{dh}{dt} - f_k \frac{dh_k}{dt} - \frac{dQ_H}{dt} - \frac{dQ_{yH}}{dt} \right) (1 - \sigma) \right] dt \quad (1)$$

где β – коэффициент сжимаемости топлива,

V_H – объем топлива в надплунжерной полости, м³,

f_H – площадь поперечного сечения надплунжерной полости, м²,

$\frac{dh}{dt}, \frac{dh_k}{dt}$ – соответственно скорость плунжера

и нагнетательного клапана топливного насоса

высокого давления, м/с,

$\frac{dQ_H}{dt}, \frac{dQ_{yH}}{dt}$ – дифференциальные характеристики топливоподачи в

надплунжерной полости и утечек через зазор плунжерной пары, м³/с,

σ – поверхностное натяжение топлива, Н/м,

- давление топлива в объеме штуцера нагнетательного клапана

$$(P_k)_0 = \int_t \frac{1}{\beta V_k} \left[f_k \frac{dh_k}{dt} (1 - \sigma) + \left(f_H \frac{dh}{dt} - \frac{dQ_H}{dt} - \frac{dQ_{yk}}{dt} \right) \sigma - \frac{f_t P_k}{Z} - 2f_t e^{-\alpha L} W_t \right] dt; \quad (2)$$

где V_k – объем топлива в полости штуцера нагнетательного клапана, м³,

f_k, f_t – площадь поперечного сечения соответственно нагнетательного клапана по разгрузочному пояску и трубопровода высокого давления, м²,

P_k – давление в полости штуцера нагнетательного клапана, Па,

Z – акустическое сопротивление, м²/с

α – коэффициент затухания волны топливоподачи,

L – длина трубопровода, м,

W_t – скорость волны топливоподачи по трубопроводу, м/с,

- давление в распылителе форсунки

$$(P_p)_0 = \int_t \frac{1}{\beta V_\phi} \left[2f_t e^{-\alpha L} \left(\frac{P_k}{Z} + e^{-\alpha L} W_t \right)_{t-\tau} - f_H \frac{dh}{dt} - \frac{f_t P_p}{Z} - \frac{dQ}{dt} - \frac{dQ_{yH}}{dt} \right] dt; \quad (3)$$

где V_ϕ – объем топлива в полости распылителя форсунки, м³,

τ – транспортное запаздывание волны топливоподачи, с,

P_p – давление в полости распылителя форсунки, Па,

Расходные характеристики топлива, определяемые как сумма объемов, составляющих объем надплунжерной полости в нестационарном истечении, определяются уравнением Бернулли

$$V_H = (V_\psi + V_n + V_{yH} + V_{yk} + V_{yu}) = \int_t \sum_{i=1}^{i=5} \left(\frac{dV}{dt} \right)_i dt; \quad (4)$$

где V_ψ – объем цилиндра двигателя, м³,

V_n – объем части плунжера, выполняющей активный ход, м³,

V_{yH} – объем зазора в прецизионной паре плунжер-гильза, м³,

V_{yk} – объем зазора в прецизионной паре клапан-седло, м³,

V_{yu} – объем зазора в прецизионной паре игла-распылитель, м³,

- интегральная характеристика впрыска в цилиндр

$$(Q)_0 = \int_t \left[(\mu f)_\phi \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_p - P_\psi} \right] dt \Rightarrow V_\psi; \quad (5)$$

где $(\mu f)_\phi$ – эффективное проходное сечение распылителя форсунки,

V_H – объем топлива в надплунжерной полости, м³,

f_H – площадь поперечного сечения надплунжерной полости, м²,

- интегральный расход топлива через отсечные окна

$$(Q_H)_0 = \int_t \left[(\mu f)_{0\phi} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_H - P_{\text{вс}}} \right] dt \Rightarrow V_H; \quad (6)$$

- інтегральна утечка топлива через неплотности плунжер-гильза

$$(Q_{yH})_0 = \int_t \left[(\mu f)_{\text{цн}} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_H - P_{\text{вс}}} \right] dt \Rightarrow V_{yH}; \quad (7)$$

- інтегральна утечка топлива через неплотности клапан-седло

$$(Q_{yk})_0 = \int_t \left[(\mu f)_{\text{цк}} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_{oc} - P_o} \right] dt \Rightarrow V_{yk}; \quad (8)$$

- інтегральна утечка топлива через неплотности игла-распылитель

$$(Q_{yH})_0 = \int_t \left[(\mu f)_{\text{цн}} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_p - P_o} \right] dt \Rightarrow V_{yH}; \quad (9)$$

Основной особенностью перехода к уравнениям в малых отклонениях, как это рекомендуется в научных работах [6], является то, что за малые отклонения функций принимается отношение изменения дифференциала функций к самой функции в тот же момент, т.е. определённые значения функций (1–9) принимаются за абсолютные значения. Эти значения можно называть условно «стандартными» или значениями для систем с исходными проектными параметрами, это первая особенность. Второй особенностью перехода следует считать то, что значение производной функции берется по любому параметру или аргументу как независимой переменной, случайно изменяющейся в процессе эксплуатации неравнозначно с другими изменяющимися параметрами, т.е., параметры выступают как случайные функции.

Динамические характеристики впрыска выражаются скоростью изменения давления (dP/dt) и изменением давления $(P(t))$ за время впрыска в соответствующих ёмкостях топливной системы: надплунжерной полости штуцера нагнетательного клапана и в объеме распылителя форсунки. Поэтому исходным дифференциальным уравнением, формирующим волну давления, является уравнение скорости изменения давления в надплунжерной полости

$$\left(\frac{dP_H}{dt} \right)_0 = \frac{1}{\beta V_H} \left(f_H \frac{dh}{dt} - f_k \frac{dh_k}{dt} - \frac{dQ_H}{dt} \right) \times (1 - \sigma) - \frac{dQ_H}{dt} (1 - \sigma). \quad (10)$$

Тогда давление $P_H(t) = \int (dP_H/dt) dt$, а малые изменения скорости давления в надплунжерной полости представляются

$$\left(\delta \frac{dP_H}{dt} \right)_0 = \frac{1}{\beta V_H} \left[(\delta f_H) \frac{dh}{dt} + \left(\delta \frac{dh}{dt} \right) f_H - (\delta f_k) \frac{dh_k}{dt} - \left(\delta \frac{dh_k}{dt} \right) f_k - \left(\delta \frac{dQ_{yH}}{dt} \right) - \left(\delta \frac{dQ_{yn}}{dt} \right) \right] t, \quad (11)$$

или

$$\left(\delta \frac{dP_H}{dt} \right) = K_{39} (\delta f_n) + K_{40} \left(\delta \frac{dh}{dt} \right) - K_{41} (\delta f_k) - K_{42} \left(\delta \frac{dh_k}{dt} \right) - K_{43} \left(\delta \frac{dQ_{yH}}{dt} \right) - K_{44} \left(\delta \frac{dQ_{yn}}{dt} \right). \quad (12)$$

Параметр изменения давления в надплунжерной полости есть интеграл от уравнения (10):

$$(P_H)_0 = \frac{1}{\beta V_H} \int \left[\left(f_H \frac{dh}{dt} - f_k \frac{dh_k}{dt} - \frac{dQ_{yH}}{dt} \right) \right], \quad (13)$$

тогда

$$(\delta P_H) = \frac{1}{\beta V_H} \left[(\delta f_n) \frac{dh}{dt} + \left(\delta \frac{dh}{dt} \right) f_H - (\delta f_k) \frac{dh_k}{dt} - \left(\delta \frac{dQ_{yH}}{dt} \right) - \left(\delta \frac{dh_k}{dt} \right) f_k \left(\delta \frac{dQ_H}{dt} \right) \right] t, \quad (14)$$

или

$$(\delta P_H) = K_{45} (\delta f_n) + K_{46} \left(\delta \frac{dh}{dt} \right) - K_{47} (\delta f_k) - K_{48} \left(\delta \frac{dQ_{yn}}{dt} \right) - K_{49} \left(\delta \frac{dh_k}{dt} \right) - K_{50} \left(\delta \frac{dQ_n}{dt} \right). \quad (15)$$

Скорость изменения давления в полости штуцера нагнетательного клапана, описываемого уравнением

$$\left(\frac{dP_k}{dt} \right)_0 = \frac{1}{\beta V_k} \left[f_k \left(\frac{dh_k}{dt} \right) (1 - \sigma) + \left(f_H \frac{dh}{dt} - \frac{dQ_H}{dt} - \frac{dQ_{yk}}{dt} \right) \sigma - \frac{f_t}{Z} P_k - 2f_t e^{-\alpha L} W_t \right] \quad (16)$$

В малых отклонениях, которое имеет вид:

$$\left(\delta \frac{dP_K}{dt} \right) = \frac{1}{\beta l_K \left(\frac{dP_K}{dt} \right)} \left[\left(\delta \int K \right) \frac{dh_K}{dt} + \left(\delta \frac{dh_K}{dt} \right) \int K + \left(\delta \int II \right) \frac{dh}{dt} + \right.$$

$$+ \left(\delta \frac{dh}{dt}\right) \left(\int II\right) - \left(\delta \frac{dQ_{II}}{dt}\right) - \left(\delta \frac{dQ_{YK}}{dt}\right) - \frac{\int T}{Z} (\delta P_K) - 2 \int T e^{-01} W_t, (17)$$

или

$$\left(\delta \frac{dP_K}{dt}\right) = K_{51}(\delta \int K) + K_{52} \left(\delta \frac{dh_K}{dt}\right) + K_{53}(\delta \int II) + K_{54} \left(\delta \frac{dh}{dt}\right) - K_{55} \left(\delta \frac{dQ_{II}}{dt}\right) - K_{56} \left(\delta \frac{dQ_{YK}}{dt}\right) - K_{57}(\delta P_K) - K_{58}(\delta P_K). (18)$$

Давление в полости штуцера в период впрыска определяется интегрированием уравнения (16)

$$(P_K)_0 = \frac{1}{\beta V_K} \int \left[\int K \left(\frac{dh_K}{dt}\right) (1 - \sigma) + \left(\int II \frac{dh}{dt} - \frac{dQ_{II}}{dt} - \frac{dQ_{YK}}{dt}\right) \sigma - \frac{\int T}{Z} P_K - 2 \int T e^{-\alpha L} W_t \right] dt; (19)$$

тогда в малых отклонениях (19) запишется

$$(\delta P_K) = \frac{1}{\beta V_K} \left[\left(\delta \int K\right) \frac{dh_K}{dt} + \left(\delta \frac{dh_K}{dt}\right) \int K + \left(\delta \int II\right) \frac{dh}{dt} + \left(\delta \frac{dh}{dt}\right) \int II - \left(\delta \frac{dQ_{II}}{dt}\right) - \left(\delta \frac{dQ_{YK}}{dt}\right) - (\delta P_K) \frac{\int II}{Z} - 2 \int II e^{-01} W_t \right], (20)$$

или

$$\left(\delta \frac{dP_K}{dt}\right) = K_{59} \left(\delta \int K\right) + K_{60} \left(\delta \frac{dh_K}{dt}\right) + K_{61} \left(\delta \int II\right) + K_{62} \left(\delta \frac{dh}{dt}\right) - K_{63} \left(\delta \frac{dQ_{II}}{dt}\right) - K_{64} \left(\delta \frac{dQ_{YK}}{dt}\right) - K_{65}(\delta P_K) - K_{66}. (21)$$

Аналогично представляются в малых отклонениях скорость изменения давления и давление в распылителе форсунки с учётом отклонений параметров, формирующих характеристики впрыска.

Скорость изменения давления топлива в объёме распылителя описывается дифференциальным уравнением

$$\left(\frac{dP_p}{dt}\right)_0 = \frac{1}{V_{\phi\beta}} \left[2 \int T e^{-01} \left(\frac{P_K}{Z} + e^{-01} W\right)_{t-\tau} - \int II \frac{dh_{II}}{dt} - \int T \frac{P_p}{Z} - \frac{dQ}{dt} - \frac{dQ_{YII}}{dt} \right]. (22)$$

Тогда

$$\left(\delta \frac{dP_p}{dt}\right) = \frac{1}{\beta V_{\phi}} \left[2 \int T e^{-01} \frac{(\delta P_K)}{Z} + 2 \int T e^{-201} W_{t-\tau} \left(\delta \int II\right) \frac{dh_{II}}{dt} - \left(\delta \frac{dh_{II}}{dt}\right) + \int II - (\delta P_p) \frac{\int T}{Z} - \left(\delta \frac{dQ}{dt}\right) - \frac{dQ_{YII}}{dt} \right], (23)$$

или

$$\left(\delta \frac{dP_p}{dt}\right) = K_{67}(\delta P_K) + K_{68} - K_{69}(\delta f_n) - K_{70} \left(\delta \frac{dh_n}{dt}\right) - K_{71}(\delta P_p) - K_{72} \left(\delta \frac{dQ}{dt}\right) - K_{73} \left(\delta \frac{dQ_H}{dt}\right). (24)$$

Учитывая дополнительные условия

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \begin{cases} 0 & h_k < h_{k_0} \\ 1 & h_k \geq h_{k_0} \end{cases} \\ V_k &= \begin{cases} V_k h_k < h_{k_0} \\ V_k + V_H h_k \geq h_{k_0} \\ Z = \alpha \rho t \end{cases} \\ W_{t-\tau} &= e^{-\alpha L} \frac{P_k}{Z} + e^{-2\alpha L} W_{(t-\tau)} - \frac{1}{Z} P_p \end{aligned} \right\}, (25)$$

последнее из (25) в малых отклонениях выражается так:

$$(\delta W_{t-\tau})_0 = \delta(P_K) \frac{e^{-\alpha L}}{Z} + \frac{e^{-\alpha L} \delta(P_K)}{W_{t-\tau}} - (\delta P_p) \frac{1}{Z}, (26)$$

$$(\delta W_{t-\tau}) = K_{74} \delta(P_K) + K_{75} \delta(P_K) - K_{76} (\delta P_p). (27)$$

Для разрешения приведенной системы уравнений (5) – (9) в малых отклонениях, остаётся перевести расходные характеристики и уравнения качества распыления.

Расходные характеристики топлива в малых отклонениях описываются дифференциальными характеристиками впрыска малых отклонениях $(\delta \frac{dQ}{dt}) = (\delta \mu f)_\phi \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_p - P_u} + \sqrt{\left(\frac{2}{\delta \rho}\right)} (\mu f_\phi) \sqrt{P_p - P_u} +$

$$+ \mu f_\phi \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{(\delta P_p) - P_u} + \mu f_\phi \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_p - (\delta P_u)}; \quad (28)$$

$$\left(\delta \frac{dQ}{dt}\right) = K_{77}(\delta \mu f_\phi) + K_{78}(\delta \rho) + K_{79}(\delta P_p) + K_{80}(\delta P_u). \quad (29)$$

$$(\delta \mu f)_\phi \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_p - P_u} + \sqrt{\left(\frac{2}{\delta \rho}\right)} (\mu f_\phi) \sqrt{P_p - P_u} + \mu f_\phi \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{(\delta P_p) - P_u} + \mu f_\phi \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_p - (\delta P_u)}, \quad (30)$$

или

$$\left(\delta \frac{dQ}{dt}\right) = K_{77}(\delta \mu f_\phi) + K_{78}(\delta \rho) + K_{79}(\delta P_p) + K_{80}(\delta P_u), \quad (31)$$

или

$$(\delta Q) = K_{81}(\delta \mu f_\phi) + K_{82} \sqrt{\frac{2}{\delta \rho}} + K_{83} \sqrt{(\delta P_p) - P_u} + K_{84} \sqrt{P_p - \delta P_u}. \quad (32)$$

Дифференциальная характеристика расхода топлива через отсечные окна в малых отклонениях описывается уравнением (16), в котором значение $P_{ec} \ll P_H$ на 2 порядка, поэтому отклонение (δP_{ec}) в 2-3 раза не вносит ощутимых изменений. Тогда уравнение (5) в дифференциальной форме можно записать так:

$$\left(\frac{dQ}{dt}\right)_0 = \mu f_0 \sqrt{\frac{2}{p}}, \quad (33)$$

в малых отклонениях, опуская преобразования,

$$\left(\delta \frac{dQ_H}{dt}\right) = (\delta \mu f_0) \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_H} + \sqrt{\left(\frac{2}{\delta \rho}\right)} \sqrt{P_H} \mu f_0 + \sqrt{\delta P_H} (\mu f_0) \sqrt{\frac{2}{p}}, \quad (34)$$

или

$$\left(\delta \frac{dQ_H}{dt}\right) = K_{85}(\delta \mu f_0) + K_{86}(\delta \rho) + K_{87}(\delta P_H). \quad (35)$$

Интегральное уравнение (6) описываем через уравнения в малых отклонениях (17,18)

$$(dQ_H) = \left[(\delta \mu f_0) \sqrt{\frac{2P_H}{p}} + \sqrt{\left(\frac{2P_H}{\delta p}\right)} (\mu f_0) + \sqrt{(\delta P_H)} (\mu f_0) \sqrt{\frac{2}{p}} \right] t. \quad (36)$$

или

$$(dQ_H) = K_{88}(\delta \mu f_0) + K_{89}(\delta p) + K_{90}(\delta P_H). \quad (37)$$

В малых отклонениях дифференциальная и интегральная характеристики утечки топлива через зазор плунжер-гильза (7) запишется так

$$\left(\frac{dQ_{yH}}{dt}\right)_0 = (\mu f)_{\text{щ}} \sqrt{\frac{2P_H}{p}},$$

тогда дифференциальная утечка топлива (36) через неплотности в малых отклонениях определится как

$$\delta \frac{dQ_{yH}}{dt} = (\delta \mu f)_{\text{щ}} \sqrt{\frac{2P_H}{p}} + \sqrt{\frac{2(\delta P_H)}{p}} (\mu f)_{\text{щ}} + (\mu f)_{\text{щ}} \sqrt{\frac{2P_H}{\delta p}}, \quad (38)$$

или

$$\left(\delta \frac{dQ_{yH}}{dt}\right) = K_{91}(\delta \mu f)_{\text{щ}} + K_{92}(\delta P_H) + K_{93}(\delta p), \quad (39)$$

а интегральная утечка топлива через неплотности плунжерной пары (7) определится как:

$$(Q_{yH})_0 = \int \left[(\mu f)_{\text{щ}} \sqrt{\frac{2P_H}{p}} \right] dt; \quad (40)$$

$$(\delta Q_{yH}) = (\delta \mu f_{\text{шн}}) \sqrt{\frac{2P_H}{p}} t + \sqrt{\frac{2(\delta P_H)}{p}} (\mu f_{\text{шн}}) t + (\mu f_{\text{шн}}) t \sqrt{\frac{2P_H}{(\delta p)}}, \quad (41)$$

или

$$(\delta Q_{yH}) = K_{94} (\delta \mu f_{\text{шн}}) + K_{95} (\delta P_H) + K_{96} (\delta p). \quad (42)$$

Дифференциальная и интегральная утечки в прецизионной паре клапан-седло определяют величину остаточного давления в трубопроводе высокого давления (P_{oc}), которое определяет начало трогания нагнетательного клапана при $t > t = 0$, $P_H = P_k$. Поэтому эта утечка имеет принципиальное значение, т.к. при $(\delta P_H = \delta P_k) \big|_{t=0} \leq (\delta P_H) - (\delta P_k)_{t=0}$, тогда

$$\left(\frac{d^2 h_k}{dt^2} \right)_{t=0} < \left(\frac{d^2 h_k}{dt^2} \right)_{h_k=h_{k0}}. \quad (43)$$

Из уравнения (8) видно что $P_{oc} \gg P_o$, тогда дифференциальная утечка через неплотность нагнетательного клапана представится зависимостями:

$$\left(\delta \frac{dQ_{yk}}{dt} \right)_0 = (\mu f_{\text{шк}}) \sqrt{\frac{2P_{oc}}{p}}, \quad (44)$$

а в малых отклонениях

$$\left(\delta \frac{dQ_{yk}}{dt} \right)_0 = (\delta \mu f_{\text{шк}}) \sqrt{\frac{2P_{oc}}{p}} + (\mu f_{\text{шк}}) \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{(\delta P_{oc})} + (\mu f_{\text{шк}}) \sqrt{2P_{oc}} \sqrt{\frac{1}{\delta p}}, \quad (45)$$

или

$$\left(\delta \frac{dQ_{yk}}{dt} \right)_0 = K_{97} (\delta \mu f_{\text{шк}}) + K_{98} (\delta P_{oc}) + K_{99} (\delta p). \quad (46)$$

Интегральная утечка через неплотности нагнетательного клапана (44) в малых отклонениях будет равна

$$(Q_{yk})_0 = \left[(\mu f_{\text{шк}}) \sqrt{\frac{2P_{oc}}{p}} \right] t, \quad (47)$$

$$(\delta Q_{yk}) = \left[(\delta \mu f_{\text{шк}}) t \sqrt{\frac{2P_{oc}}{p}} \sqrt{(\delta P_{oc})} \times \sqrt{\frac{2}{p}} (\mu f_{\text{шк}}) \times t \sqrt{\frac{1}{(\delta p)}} \sqrt{2P_{oc}} (\mu f_{\text{шк}}) \right], \quad (48)$$

$$(\delta Q_{yk})_0 = K_{100} (\delta \mu f_{\text{шк}}) + K_{101} (\delta P_{oc}) + K_{102} (\delta p). \quad (49)$$

Утечки через неплотности прецизионной пары игла-распылителя форсунки (закрывающие утечки), которые отводятся без противодействия в топливный бак, в дифференциальной форме согласно (9) запишется выражением $\left(\delta \frac{dQ_{yH}}{dt} \right)_0 = \mu f_{\text{шн}} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_p}$, т.к. $P_p \gg P_o$,

а в малых отклонениях

$$\left(\delta \frac{dQ_{yH}}{dt} \right)_0 = (\delta \mu f_{\text{шн}}) \sqrt{\frac{2P_p}{p}} + \sqrt{\frac{2(\delta P_p)}{p}} (\mu f_{\text{шн}}) + (\mu f_{\text{шн}}) \sqrt{\frac{2P_p}{(\delta p)}}, \quad (51)$$

или

$$\left(\delta \frac{dQ_{yH}}{dt} \right)_0 = K_{103} (\delta \mu f_{\text{шн}}) + K_{104} (\delta P_p) + K_{105} (\delta p). \quad (52)$$

Тогда интегральная утечка за период впрыска топлива через неплотности игла-распылитель в малых отклонениях из (50) будет выражаться интегралом

$$(\delta Q_{yH})_0 = \int \left[\mu f_{\text{шн}} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_p} \right] dt, \quad (53)$$

в малых отклонениях через отклонения параметров

$$(\delta Q_{yH}) = (\delta \mu f_{\text{шн}}) \sqrt{\frac{2P_p}{p}} t + (\delta P_p) \sqrt{\frac{2}{p}} (\mu f_{\text{шн}}) t + \sqrt{\frac{1}{(\delta p)}} \sqrt{2P_p} (\mu f_{\text{шн}}) t, \quad (54)$$

или

$$\delta Q_{yH} = K_{106} (\delta \mu f_{\text{шн}}) + K_{107} (\delta P_p) + K_{108} (\delta p). \quad (55)$$

Полученные уравнения в малых отклонениях дают возможность изменять любые параметры, влияющие на характеристики впрыска топлива в цилиндр двигателя.

Считая самыми распространенными транспортными средствами в аграрной отрасли автомобили заводов КамАЗ, МАЗ и других, а наиболее широко используемые дизели КамАЗ-740, ЯМЗ-238, можно сказать, что их надежность гарантирует дееспособность при выполнении транспортных работ. И еще, чем выше гарантийный ресурс, тем меньшая вероятность прерывания технологического процесса в аграрном производстве; чем меньше частота отказов, тем выше коэффициент готовности. Следовательно, чем меньше влияние того или иного малого отклонения параметра на рабочие процессы топливной аппаратуры и дизеля, тем продолжительнее наработка дизеля (в моточасах), меньше отказов, а вероятность появления отказов в период остаточного ресурса будет равна нулю или близко к нему. Отсюда, остаточный ресурс дизеля – этонедоработанные моточасы до конца гарантированного ресурса, определяемые как

$$T_0 = T_c - T_n \quad (56)$$

где T_c - гарантированная наработка в моточасах;

T_n - зафиксированная наработка в моточасах.

Последнюю, как правило, определяют по пробегу в километрах для автомобилей, а для тракторов и самоходных машин – понаработке в моточасах.

Охватить все системы дизеля, обслуживающие рабочий процесс получения механической энергии и привести под один показатель (наработку или один пробег) в таких сложных машинах как КамАЗ или МАЗ не представляется возможным по следующим причинам:

- неравноизносостойкость пар трения, систем и узлов;
- разные механические и тепловые нагрузки;
- разные стоимости восстановления;
- разные скорости старения при хранении.

На основании выше изложенного, гарантийный ресурс машины всегда отличается от гарантийного ресурса силовой установки. Согласно данным заводов изготовителей по ЯМЗ-10-12 тыс. часов, КамАЗ – 8-10 тыс. часов, пробег автомобилей (заметим, автомобилей по дорогам с твердым покрытием) соответственно для средних часов ($11 \cdot 10^3$ и $9 \cdot 10^3$) 660000 и 540000 км до капитального ремонта (средняя эксплуатационная скорость принята 60 км/час).

Реальные же условия эксплуатации технических средств в народном хозяйстве, в особых ситуациях вообще несравнимы и по нагрузке и по трассам. Это дает нам право, а это недалеко и от реальных среднестатистических данных считать, что силовые дизельные установки имеют гарантированную наработку в пределах 6000 моточасов.

Выводы

Параметры дифференциальной характеристики впрыска остаются в пределах допустимых норм в эксплуатации как безмоторных, так и моторных испытаниях до наработки 4500 часов. Кроме того, совпадение малых отклонений, полученных экспериментально и расчетом по математической модели впрыска в малых отклонениях вполне удовлетворительно для таких многопараметрических связей. Большие проценты разности при наработках порядка 6000 часов и выше получаются по одной причине, что предельные отклонения взяты из данных по эксплуатационным испытаниям, т.е. по статистическим данным.

Список литературы

1. Анисимов В. Ф. *Диагностирование автотракторных дизелей методом распознавания образов по малым отклонениям параметров.* – дисс. доктора техн. наук: 05.20.03 / Анисимов Виктор Федорович. – М.: 1992. – 408 с.
2. Черкез А. Я. *Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений* / Черкез А. Я. – М.: Машиностроение. 1965. – 379 с.
3. Николаенко А. В. *Прогнозирование показателей надежности топливной аппаратуры по результатам незавершенных испытаний.* Научн. тр. ЛСХИ. т. 300 / А. В. Николаенко, В. Н. Хватов, В. Г. Обрядин – Л.: ЛСХИ,

1986. С. 8-12.

4. Повышение надежности дизелей ЯМЗ автомобилей КраЗ / [Чернышев Г. Д., Малышев А. А., Ханин Н. С., Аршинов В. Д., Резников М. Л.] – М.: Машиностроение. 1974. – 288 с.

5. Кругов В. И. Регулирование турбонаддува ДВС. / В. И. Кругов, А. Г. Рыбальченко – М.: Высшая школа. 1978. – 213 с.

6. Лышевский А. С. Распыливание топлива в судовых дизелях / Лышевский А. С. – Л.: Судостроение, 1971. – 245 с.

7. Станиславский Л. В. Техническое диагностирование дизелей / Станиславский Л. В. – Киев-Донецк: Вища школа. Головне вид-во, 1983. – 136 с.

8. Григорьев М. А. Исследования критериев предельного состояния дизеля / М. А. Григорьев, Е. П. Слабов // "Автомобильная промышленность". – 1972. – № 12. С. 8-10.

9. Проектирование и исследование топливной аппаратуры для перспективного малолитражного дизеля МЕМЗ [Отчет по НИР. гос. рег. № 79034996 / наук.ред. А. Попов]. – Ворошиловград, ВМИ, часть I, 1981. – 86 с.

10. Платонов В. Ф. Полноприводные автомобили / Платонов В. Ф. – М.: Машиностроение, 1989. – 308 с.

11. Подача и распыливание топлива в дизелях / [И. В. Астахов, В. И. Трусов, А. С. Хачиян и др.]; под.ред. проф. И. В. Астахова. – М.: Машиностроение, 1972. – 359 с.

References

1. Anisimov V. F. Diagnostirovaniye avtotraktornykh dizeley metodom raspoznavaniya obrazov po malym otkloneniyam parametrov. -diss. doktora tekhn. nauk: 05.20.03 / Anisimov Viktor Fedorovich. - M.: 1992. - 408 s.

2. Cherkez A. YA. Inzhenernyye raschety gazoturbinnnykh dvigateley metodom malykh otkloneniy / Cherkez A. YA. - M.: Mashinostroyeniye. 1965. - 379 s.

3. Nikolayenko A.V. Prognozirovaniye pokazateley nadezhnosti toplivnoy apparatury po rezul'tatam nezavershenykh ispytaniy. Nauchn. tr. LSKHI. t. 300 / A.V. Nikolayenko, V. N. Khvatov, V. G. Obryadin - L.: LSKHI, 1986. S. 8-12.

4. Povysheniye nadezhnosti dizeley YAMZ avtomobiley KraZ / [Chernyshev G. D., Malyshev A. A., Khanin N. S., Arshinov V. D., Reznikov M. L.] - M: Mashinostroyeniye. 1974. - 288 s.

5. Krugov V. I. Regulirovaniye turbonadduva DVS. / V. I. Krugov, A. G. Rybal'chenko - M.: Vysshaya shkola. 1978. - 213 s.

6. Lyshevskiy A. S. raspylivaniya topliva v sudovykh dizelyakh / Lyshevskiy A. S. - L.: Sudostroyeniye, 1971. - 245 s.

7. Stanislavskiy L.V. Tekhnicheskoye diagnostirovaniye dizeley / Stanislavskiy L.V. - Kiyev-Donetsk: Vishcha shkola. Glavnoye izd-vo, 1983. - 136 s.

8. Grigor'yev M. A. Issledovaniya kriteriyev predel'nogo sostoyaniya dizelya / M. A. Grigor'yev, Ye. P. slabovogo // "Avtomobil'naya promyshlennost'". - 1972. - № 12. S. 8-10.

9. Proyektirovaniye i issledovaniye toplivnoy apparatury dlya perspektivnogo malolitrazhnogo dizelya MeMZ [Otchet po NIR. gos. reg. № 79034996 / nauk.red. A. Popov]. - Lugansk, VMI, chast' I, 1981. - 86 s.

10. Platonov V. F. polnoprivodnyye avtomobili / Platonov V. F. - M.: Mashinostroyeniye, 1989. - 308 s.

11. Podacha i raspylivaniye topliva v dizelyakh / [I. V. Astakhov, V. I. Trusov, A. S. Khachiyan i dr.]; pod.red. prof. I. V. Astakhova. - M.: Mashinostroyeniye, 1972. - 359 s.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ УПРИСКУВАННЯ ПАЛИВА У МАЛИХ ВІДХИЛЕННЯХ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ДИЗЕЛЬНОЇ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ

Анотація: надано перехід класичності диференційних рівнянь, що описують процеси паливоподачі та впорскування з урахуванням вітоків паливо у прецизійних парах, в Рівняння з малими відхиленнями параметрів.

Ключові слова: математичне моделювання, топлевної апаратура, прецизійні.

MATHEMATICAL MODEL OF INJECTION IN SMALL DEVIATION FOR DETERMINING THE RESIDUAL LIFE OF DIESEL FUEL EQUIPMENT

Summari: rendered perehid Klasychniy diferentsiynih rivnyan scho opisuyut processes that palivopodachi vporskuvannya s urahuvanniyam vitokiv palivo pretsiziynih in pairs, in rivnyannya s malimi vidhilennyami parametrov.

Keywords: mathematical modeling, toplevnaya accs, precision pairs.