



УДК 621.431.74

DOI: 10.37128/2520-6168-2020-3-1

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ АВТОТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛІВ МАТЕМАТИЧНИМ МОДЕЛЬЮВАННЯМ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ МЕТОДУ МАЛИХ ВІДХИЛЕНЬ

Анісімов Віктор Федорович, д.т.н., професор
Музичук Василь Іванович, к.т.н., доцент
Вінницький національний аграрний університет

Victor Anisimov, Doktor of Technical Sciences, Full Professor
Vasyl Muzychuk, PhD, Associate Professor
Vinnytsia National Agrarian University

Безвідмовність автотракторних двигунів внутрішнього згорання є функцією безвідмовності їх механізмів і систем. Вітчизняними і зарубіжними інженерами за багато років випробувано безліч автотракторних двигунів внутрішнього згорання і доведено, що якщо математичні моделі достовірно описують фізичні явища, цикли або процеси, які проходять в двигунах, то теорія малих відхилень для теоретичних досліджень набагато краща будь-якого експерименту по регульовальним характеристикам та багатьом іншим параметрам.

В статті розглянуто теорію малих відхилень для паливної апаратури автотракторних дизельних двигунів. Методику ресурсу і прогнозування роботи автотракторних двигунів. Показано, що найбільш практично-прийнятним методом для визначення залишкового ресурсу автотракторних двигунів є метод математичної статистики і теорії вірогідності. Встановлена роль математичного моделювання при визначенні залишкового ресурсу паливної апаратури автотракторних дизельних двигунів. Також відмічено, що для достовірного описання процесів в паливній апаратурі автотракторних дизельних двигунів доцільно застосовувати метод малих відхилень.

Математична модель заснована на відомих фізичних закономірностях, що описують взаємозалежності двох груп параметрів, регульовальних та експлуатаційних, як всередині груп так і між ними. Показано перехід класичних диференціальних рівнянь, що описують процеси паливоподачі та впорскування з урахуванням витоків палива у прецизійних парах, в рівняння з малими відхиленнями параметрів. Проведено аналіз взаємозв'язків параметрів впорскування, паливоподачі та витоків палива і знайдено найбільш впливові параметри. Знайдено коефіцієнти впливу та побудовані їх залежності на відповідні їм параметри. Використовуючи отримані залежності, охарактеризовано вплив технічного стану прецизійних пар на ефективні показники двигуна. Також встановлені залежності зміни характеристики впорскування від малих відхилень параметрів, що характеризують технічний стан прецизійних пар паливної апаратури.

Ключові слова: паливна апаратура, дизельний двигун, метод малих відхилень, математичне моделювання.

Ф. 79. Літ. 10.

1. Постановка проблеми

З огляду на той факт, що всі параметри і характеристики в двигунах внутрішнього згорання взаємопов'язані нелінійними залежностями, виділити вплив того чи іншого параметра на шукану величину неможливо, якщо визначений аргумент або його похідна має екстремальні значення.

З огляду на сучасні обставини, що склалися в науці, проведення великого, об'ємного експерименту вкрай важко, а замовник вже не формулює свої додаткові вимоги до техніки, а задовольняється постачанням і купівлею тієї техніки, що передбачає вітчизняне та зарубіжне машинобудування.

Якщо заводські контрольні випробування або малі контрольні випробування якимось укладаються в фінансові відомості виробництва, то великі і міжвідомчі контрольні випробування не проводяться, або проводяться в мізерних долях від загального обсягу. Випробування автотракторних двигунів взагалі проводяться тільки по числу циклів (наприклад пусків), а на працездатність їх в цілому або їх систем взагалі не проводиться.



Зазначені обставини свідчать на користь моделювання регульовальних характеристик, які обходяться меншими витратами і існуючою високою роздільною здатністю сучасної обчислювальної техніки, тим більше, що за століття існування дизельних двигунів накопичений величезний експериментальний матеріал по створенню нових і вдосконаленню існуючих дизельних двигунів з урахуванням нових технологій, вимог по економічності, токсичності, надійності і працездатності та ін.

Дослідження надійності автотракторних дизельних двигунів в цілому можна представити як дослідження різних характеристик надійності двигунів за заданими характеристиками надійності окремих його елементів, систем і механізмів, в тому числі і паливної апаратури.

Прогнозування залишкового ресурсу роботи автотракторних дизельних двигунів можна проводити на основі застосування теорії розмірностей, методів подібності, математичної статистики і теорії ймовірностей. Однак, досвід показав, що для визначення залишкового ресурсу автотракторних дизелів, при використанні зазначених методів, необхідно проведення великого обсягу випробувань. У той же час, прискорення науково-технічного прогресу ставить перед дослідниками завдання більш жорсткі - за короткий термін отримати достовірні та надійні результати оцінки параметрів технічного стану автотракторних дизельних двигунів і прогнозуванню їх залишкового ресурсу.

Вирішення цієї проблеми можна досягти за рахунок об'єднання двох теорій: теорії малих відхилень і теорії розпізнавання образів, тобто розпізнавання технічного стану машини по малих відхилень параметрів.

В цілому проблема носить комплексний характер і включає визначення оптимальних структурних і діагностичних параметрів систем та механізм автотракторних дизельних двигунів, багатофакторність зв'язків параметрів з урахуванням різноманіття конструктивних та експлуатаційних факторів.

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій

Аналіз літературних джерел випробувань автотракторних двигунів внутрішнього згорання [1, 2, 3, 4, 5] показує, що відмови їх механізмів, систем і деталей, які відповідають за надійність двигуна, в основному можуть бути розподілені за законами розподілу. Ці закони охоплюють усі характерні види руйнувань в автотракторних двигунах внутрішнього згорання, тому використання законів розподілу при випробуваннях двигунів на надійність цілком можливо.

Поступові відмови в дизельних двигунах внутрішнього згорання, які з'являються в результаті процесу зносу їх деталей і механізмів, розподіляються за законом Вейбулла з коефіцієнтом варіації $0 < v \leq 0,33$.

Відмови автотракторних дизельних двигунів, які з'являються в результаті дії на їх деталі, механізми і системи граничних значень різних навантажень (як правило, є полонками і носять раптовий характер), розподіляються за експоненціальним законом з коефіцієнт $0,80 \leq v \leq 1,0$.

Згідно із законом Вейбулла між двома крайніми розподілами вірогідності знаходиться проміжний розподіл, в якому проявляються як поступові, так і раптові відмов. В цьому випадку коефіцієнт варіації може знаходитися в межах $0,28 \leq v \leq 1,0$.

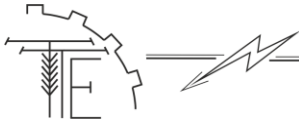
Комплекс заходів з оцінки стану автотракторних дизельних двигунів без їх розбирання (технічне діагностування), є складовою частиною технічного обслуговування і повинно проводитися по фактичному технічному стану. Визначення стану машини і прогноз подальших змін її параметрів складає задачу діагностування. У автотракторних засобах найбільш складним є діагностування енергетичної установки-двигуна. Близько половини всіх відмов мобільних машин припадає на двигуни внутрішнього згорання.

3. Мета дослідження

Метою дослідження є – математичне моделювання, використовуючи теорію малих відхилень, дослідити залишковий ресурс паливної апаратури автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згорання.

4. Виклад основного матеріалу

Розглянемо застосування основних понять і визначень з теорії малих відхилень для паливної апаратури дизельних двигунів. Нехай ми маємо функцію безперервну і диференційовану на інтервалі за часом, що дорівнює часу впорскування або вигорання палива



$$Y = \int_1 (t_2(t + \tau)X \dots \frac{dY}{dt}) \quad (1)$$

Необхідно знайти швидкість її зміни по якомусь аргументу ($t_2, t + \tau, \dots n, \frac{dY}{dt}$) тоді необхідно взяти і продиференціювати її з усіма змінними аргументами, в результаті чого матимемо систему:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dY}{dt} &= f_2 \left(C_{1,2} C_1(t + \tau)X \dots \frac{dY}{dt} \right); \\ \frac{dY}{d(t+\tau)} &= f_3 \left(t_2 X \dots \frac{dY}{dt} \right); \\ \frac{dY}{dX} &= f_4 \left(t(t + \tau) \dots \frac{dY}{dt} \right); \\ \frac{dY}{d\tau} &= f_5(t_1(t + \tau)_2 X) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Ця система показує зміну шуканої функції від зміни аргументу, як незалежної змінної. Значить, даючи зміни окремому аргументу, знаходимо абсолютно безперервний зв'язок зміни досліджуваної функції від цікавого аргументу. Значення $f_2 - f_5$ є помножені на $const$ (постійні коефіцієнти) шукані значення. Якщо рівняння (2) висловити в загальному вигляді, то диференціал від аргументу є мале відхилення, яке враховує його вплив на всьому інтервалі інтегрування. Ставлення отриманої нової функції (будь-який з 2) до вихідної (1) є мала відносна зміна по диференціюючому аргументу, яка дозволяє оцінити вагомість відхилення, тобто $df_1(t_2(t + \tau)X \dots \frac{dY}{dt}) = \delta f(\delta \frac{dY}{dt})$ та інші.

Таким чином, теоретично можна отримати будь-яку регульовальну характеристику по відхиленню аргументу, заданого в інтервалі по кроках при всіх інших постійних параметрах, які входять в рівняння досліджуваної функції (1).

Щоб перейти від звичайних диференціальних рівнянь, які описують якість розпилювання палива, до рівнянь у малих відхиленнях, скористаємося системою рівнянь, яка описує процес впорскування палива в дизельних двигунах і наведемо методику отримання для розрахунку і аналіз рівнянь в малих відхиленнях.

Для оцінки впливу окремих аргументів функцій, що змінюються, які визначають якість розпилювання палива, наведемо систему рівнянь окремо для кінематичних і динамічних характеристик, так щоб вони були придатні для будь-якого конструктивного оформлення приводу плунжера, який задає функції впорскування.

До кінематичних параметрів відносимо прискорення, швидкість і переміщення плунжера, нагнітального клапана і голки форсунки. Наведемо їх у зазначеній послідовності.

Прискорення переміщення плунжера від приводу кулачком визначаємо із залежності:

$$\left(\frac{d^2 h}{dt^2} \right)_0 = \frac{d\vartheta}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \omega_p = 6n \cdot K_\varphi + \frac{\vartheta_0}{\varphi} \omega_p, \quad (3)$$

або

$$\frac{d^2 h}{dt^2} = a \cdot \omega_p^2 \cos a. \quad (4)$$

Швидкість переміщення плунжера визначаємо

$$\left(\frac{dh}{dt} \right)_0 = \int_t \frac{d^2 h}{dt^2} = 6nt \left(K_\varphi + \frac{\vartheta_0}{\varphi} \omega_p \right)_t = 6nt(K_\varphi t) + \frac{\vartheta_0}{\varphi} \omega_p t. \quad (5)$$

Переміщення плунжера

$$h = 6n \int K_\varphi t dt + \int \frac{\vartheta_0}{\varphi} \omega_p t dt = \frac{6n}{2} K_\varphi t^2 + \frac{\vartheta_0}{\varphi} \omega_p \frac{t^2}{2} \quad (6)$$

де K_φ – прискорення плунжера по ділянках кулачка, $\frac{m}{c \cdot \text{град}}$;

φ – кут повороту кулачка паливного насоса, град;

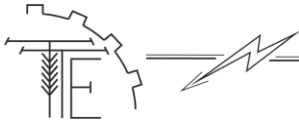
ϑ_0 – швидкість плунжера в даний момент відкриття перепускних (відсічних вікон);

$a, \cos a$ – геометричне співвідношення кулачка та ролика штовхача (для вибору профілю або по заданому профілю кулачка).

Швидкість переміщення нагнітального клапана і його переміщення виражаються рівняннями:

$$\left(\frac{dh_K}{dt} \right)_0 = \int \frac{1}{m_K} \left[f_K(P_H - P_K) + Z \left(f_H \frac{dh}{dt} - f_K \frac{dh_K}{dt} - \frac{dQ_{\Pi}}{dt} \right) \sigma - \left(Z \cdot \frac{dQ_{yK}}{dt} \right) \sigma - \delta_K h_K - F_{жк} \right] dt^2, \quad (7)$$

$$(h_K)_0 = \int \left\{ \frac{1}{m_K} \int \left[f_K(P_H - P_K) + Z \left(f_H \frac{dh}{dt} - f_K \frac{dh_K}{dt} - \frac{dQ_{\Pi}}{dt} \right) \sigma - \left(Z \cdot \frac{dQ_{yK}}{dt} \right) \sigma - \delta_K h_K - F_{жк} \right] dt \right\} dt. \quad (8)$$



Швидкість і переміщення голки розпилювача форсунки виражається шляхом інтегрування двічі диференціального рівняння руху голки:

$$\left(\frac{dh_{II}}{dt}\right)_0 = [\int f_N P_p - \delta_\Phi h_{II} + -F_{ж\Phi}] dt; \quad (9)$$

$$(h_{II})_0 = \int \{[\int f_N P_p - \delta_\Phi h_{II} + -F_{ж\Phi}] dt\} dt; \quad (10)$$

Динамічні характеристики впорскування палива з урахуванням гідравлічної щільності прецизійних пар (плунжер-втулка, клапан-сідло, голка-розпилювач) для перекладу в малі відхилення виражаться наступними рівняннями:

– тиск пального в надплунжерній полості

$$(P_{II})_0 = \int_t \frac{1}{\beta V_H} \left[\left(f_{II} \cdot \frac{dh}{dt} - f_K \frac{dh_K}{dt} - \frac{dQ_{II}}{dt} - \frac{dQ_{ук}}{dt} \right) (1 - \sigma) \right] dt; \quad (11)$$

– тиск палива в обсязі штуцера нагнітального клапана

$$(P_P)_0 = \int_t \frac{1}{\beta V_\Phi} \left[f_K \frac{dh_K}{dt} (1 - \sigma) + \left(f_{II} \frac{dh}{dt} - \frac{dQ_{II}}{dt} - \frac{dQ_{ук}}{dt} \right) \sigma - \frac{f_T - P_K}{Z} - 2f_T e^{-aL} W_T \right] dt; \quad (12)$$

– тиск в розпилювачі форсунки

$$(P_P)_0 = \int_t \frac{1}{\beta V_\Phi} \left[2f_T \cdot e^{-aL} \left(\frac{P_K}{Z} + e^{-aL} W \right)_{t-\tau} - f_{II} \frac{dh}{dt} - \frac{f_T - P_P}{Z} - \frac{dQ_{II}}{dt} - \frac{dQ_{ун}}{dt} \right] dt. \quad (13)$$

Витратні характеристики палива визначаються як сума обсягів, що становлять обсяг надплунжерної порожнини в нестационарному закінченні

$$V_H = (V_{II} + V_{II} + V_{ун} + V_{ук} + V_{ун}) = \int_t \sum_{i=1}^{i=5} \left(\frac{dV}{dt} \right)_i dt. \quad (14)$$

Інтегральні характеристики визначаються рівняннями Бернуллі:

– інтегральна характеристика впорскування в циліндр

$$(Q)_0 = \int_t \left[(\mu f)_\Phi \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_p - P_{II}} \right] dt \Rightarrow V_{II}; \quad (15)$$

– інтегральна витрата палива через відсічні вікна

$$(Q_{II})_0 = \int_t \left[(\mu f)_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_H - P_{BC}} \right] dt \Rightarrow V_{II}; \quad (16)$$

– інтегральний витік палива через нещільність плунжер-гільза

$$(Q_{ун})_0 = \int_t \left[(\mu f)_{щп} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_H - P_{BC}} \right] dt \Rightarrow V_{ун}; \quad (17)$$

– інтегральний витік палива через нещільність клапан-сідло

$$(Q_{ук})_0 = \int_t \left[(\mu f)_{щк} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_{oc} - P_0} \right] dt \Rightarrow V_{ук}; \quad (18)$$

– інтегральний витік палива через нещільність голка-розпилювач

$$(Q_{ун})_0 = \int_t \left[(\mu f)_{щн} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_{oc} - P_0} \right] dt \Rightarrow V_{ун}. \quad (19)$$

Індекси, які використовуються в рівняннях (1-19) мають значення:

о – стандартні (проектні) функції і параметри конструкції; п, к, и – насоса, клапана, голки; щ – нещільність (прохідні перетини витокам палива); ц – циліндр дизеля; у – витоку за рахунок нещільності (зносу, закоксовування і т.д.); ос – залишкові параметри (наприклад, тиск в трубопроводі).

Основною особливістю переходу до рівнянь в малих відхиленнях, як це рекомендується в наукових роботах [1-4], є те, що за малі відхилення функцій приймається відношення зміни диференціала функції до самої функції в той же момент, тобто певні значення функцій (1-19) приймаються за абсолютні значення. Ці значення можна називати умовно «стандартними», або значеннями для систем з вихідними проектними параметрами, це їх перша особливість.

Другою особливістю переходу до рівнянь в малих відхиленнях слід вважати те, що значення похідної функції береться за будь-якого параметру або аргументу як незалежної змінної, випадково змінюється експлуатації нерівнозначною з іншими змінними параметрами, тобто параметри виступають як випадкові функції.

З огляду на сказане, рівняння (1-19) в малих відхиленнях візьмуть вид рівнянь з постійними безрозмірними коефіцієнтами, розрахунок яких не становить труднощів.



Згідно [1 - 4] критерії оцінки якості розпилювання за Вебером (W_e) і Лапласа (L_p), залежать від характеристик впорскування і параметрів паливної апаратури, безрозмірні, дозволяють отримати точне визначення, наприклад d_{30} – середній об'ємний діаметр краплі в залежності від диференціальної характеристики впорскування ($d_{30} = \int \left(\frac{dQ}{dt}\right)$).

Перш ніж приводити додаткову систему рівнянь впорскування в малих відхиленнях необхідно строго і обґрунтовано прийняти такі параметри, які змінюються в експлуатації як незалежні змінні, але істотно спотворюють характеристику впорскування $\int_{t_0}^{\tau_2} \left(\frac{dQ}{dt}\right) dt$, де τ_2 – тривалість впорскування.

Таким чином, параметри впорскування змінюються по навантаженню, частоті обертання колінчастого валу дизельного двигуна і в часі експлуатації (в гарантійний термін служби) через відхилення окремих аргументів (зношення прецизійних пар, закоксування і ін. причини). Тому малі відхилення характеристик впорскування будуть представлятися так:

$$\delta(U) = \frac{\Delta U}{U_0} = \frac{dU(X, Y, \tau)}{U_0(\tau)}, \quad (20)$$

де $dU(X, Y, \tau)$ – зміна шуканої функції (характеристики) від зміни аргументів (параметрів) (X, Y, τ);

$U_0(\tau)$ – стандартна характеристика при $\tau = 0$.

Рівняння кінематики в малих відхиленнях прецизійних пар паливної апаратури, опускаючи перетворення за викладеною методикою, для кулачкового приводу плунжера представляється так:

$$\delta \left(\frac{dh}{dt}\right) = \frac{1}{\left(\frac{dh}{dt}\right)_0} \left[\int 6n(\delta K_\varphi) dt + \int \frac{V_0}{\varphi} (\delta \omega_p) dt + 6 \int K_\varphi \cdot (\delta n) dt + \right. \\ \left. + \int \frac{\omega_p}{\varphi} (\delta \vartheta_0) dt + \int \frac{\vartheta_0}{(\delta \varphi)} \omega_p \cdot dt \right]; \quad (21)$$

або

$$\delta \left(\frac{dh}{dt}\right) = K_1(\delta \cdot K_\varphi) + K_2(\delta \omega_p) + K_3(\delta n) + K_4(\delta \vartheta_0) + K_5(\delta \cdot \varphi); \quad (22)$$

$$\delta(h) = \frac{1}{h_0} \left[\int 6n(\delta K_\varphi) t dt + \int + \int 6K_\varphi \cdot (\delta n) + \int \frac{\omega_p}{\varphi} (\delta \cdot \vartheta_0) t dt + \right. \\ \left. + \int \frac{\omega_p}{\delta \varphi} \vartheta_0 t \cdot dt + \int \frac{\vartheta_0}{\varphi_0} (\delta \cdot \omega_p) t dt \right]; \quad (23)$$

$$\delta(h) = K_6(\delta \cdot K_\varphi) + K_7(\delta n) + K_8(\delta \vartheta_0) + K_9(\delta \cdot \varphi) + K_{10}(\omega_p). \quad (24)$$

У рівняннях 21-24 під δ маються на увазі рівності, наприклад $\delta K_\varphi = (\delta K_{\varphi 0} \pm \Delta K_\varphi)$, де $\delta K_{\varphi 0}$ – стандартне значення, а ΔK_φ – величина відхилення від стандартної в умовах експлуатації, «+» збільшення модуля, «-» зменшення, $K_{1,2,3-108}$ – безрозмірні постійні.

Аргументи в рівняннях (21 – 24) враховують зміни функцій $\left(\frac{dh}{dt}\right)$ та (h) : від зношування конструкції внаслідок експлуатації кулачка ($K_\varphi, \vartheta_0, \omega_p$), від частоти обертання кулачкового приводу $\left(\frac{dh}{dt}, n, \omega_p, \varphi, t\right)$, і від навантаження дизеля (h_0, t, φ).

Розрахункові рівняння для нагнітального клапана з розвантажувальним пояском в малих відхиленнях представляються наступними:

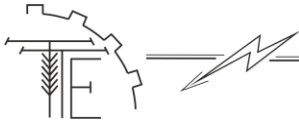
– для швидкості переміщення клапана (7)

$$\delta \left(\frac{dh_k}{dt}\right) = \frac{1}{\left(\frac{dh_k}{dt}\right) \cdot m_k} \int \{(\delta f_k) \cdot (\delta P_H) - (\delta P_K) + \\ + \left[Z(\delta f_\Pi) \cdot \left(\delta \frac{dh}{dt}\right) - (\delta f_k) \left(\delta \frac{dh_k}{dt}\right) - \delta \left(\frac{dQ_p}{dt}\right) \sigma \right] - \\ - Z\sigma \left(\delta \frac{dQ_{yk}}{dt}\right) - (\delta \delta_k) h_k - (\delta h_k) \delta_k - (\delta F_{жк}) \} dt, \quad (25)$$

або

$$\delta \left(\frac{dh_k}{dt}\right) = K_{10} \delta f_k - K_N (\delta (P_H - P_K)) + K_{12} (\delta f_\Pi) - K_{13} (\delta f_k) - K_{14} \left(\delta \frac{dQ_\Pi}{dt}\right) - \\ - K_{15} \left(\delta \frac{dQ_{yk}}{dt}\right) - K_{16} (\delta \delta_k) - K_{17} (\delta h_k) - K_{18} (\delta F_{жк}); \quad (26)$$

- переміщення клапана (8)



$$\delta(h_K) = \frac{1}{(h_{K0}) \cdot m_K} \int dt \int \left[\delta f_k (P_H - P_K) + Z \frac{dh}{dt} (\delta \cdot f_{\Pi}) + Z f_{\Pi} \left(\delta \frac{dh}{dt} \right) - Z (\delta f_k) \frac{dh_K}{dt} - \right. \\ \left. - Z \left(\delta \frac{dQ_p}{dt} \right) - Z \left(\delta \frac{dQ_{yк}}{dt} \right) - (\delta \delta_k) h_k - (\delta h_k) \delta_k - (\delta F_{жк}) \right] dt, \quad (27)$$

або

$$\delta(h_K) = K_{19} (\delta f_k) + K_{20} (\delta f_{\Pi}) - K_{21} \left(\delta \frac{dh}{dt} \right) - K_{22} (\delta f_k) - K_{22} \left(\delta \frac{dh_K}{dt} \right) - \\ - K_{24} \left(\delta \frac{dQ_{\Pi}}{dt} \right) - K_{25} \left(\delta \frac{dQ_{yк}}{dt} \right) - K_{26} (\delta \delta_k) - K_{27} (\delta h_k) - K_{28} (\delta F_{жк}). \quad (28)$$

Швидкість переміщення голки в малих відхиленнях знаходимо з рівняння (9)

$$\left(\delta \frac{dh_{\Pi}}{dt} \right) = \frac{1}{m_{\Pi}} \int \{ [(\delta f_H) P_p + (\delta P_p) f_{\Pi}] - \\ - [(\delta \delta_{\Phi}) h_{\Pi} - (\delta h_{\Pi}) \delta_{\Phi}] - (\delta F_{жк}) dt \}, \quad (29)$$

або

$$\delta \left(\frac{dh_{\Pi}}{dt} \right) = [K_{29} (\delta f_{\Pi}) + K_{30} (\delta P_p)] + K_{31} (\delta \delta_{\Phi}) + K_{32} (h f_{\Pi}) + K_{33} (\delta F_{жф}), \quad (30)$$

а переміщення голки з рівняння (10)

$$\delta(h_{\Pi}) = \int \frac{1}{m_{\Pi}} dt \int [(\delta f_{\Pi}) \cdot P_p + (\delta P_p) f_{\Pi}] - (\delta \delta_{\Phi}) h_{\Pi} - \\ - (\delta h_{\Pi}) \delta_{\Phi} - \delta F_{жф} \} dt, \quad (31)$$

або

$$\delta(h_{\Pi}) = K_{34} (\delta f_{\Pi}) + K_{35} (\delta P_p) - K_{36} (\delta \delta_{\Phi}) - K_{37} (\delta f_{\Pi}) - K_{38} (\delta F_{жф}). \quad (32)$$

Розглядаючи гідродинаміку паливної апаратури автотракторних дизельних двигунів, динамічні характеристики впорскування виражаємо швидкістю зміни тиску $\frac{dP}{dt}$ і зміною тиску $(P(t))$ за час впорскування в відповідні ємності паливної системи: надплунжерної порожнини штуцера, нагнітального клапана і розпилювача форсунки. Тому вихідним диференціальним рівнянням, які формують хвилю тиску є рівняння швидкості зміни тиску в надплунжерній порожнині

$$\left(\frac{dP_H}{dt} \right)_0 = \frac{1}{\beta V_H} \left(f_{\Pi} \frac{dh}{dt} - f_K \frac{dh_K}{dt} - \frac{dQ_{y\Pi}}{dt} \right) (1 - \sigma) - \frac{dQ_{\Pi}}{dt} (1 - \sigma), \quad (33)$$

тоді тиск $P_H(t) = \int \frac{dP_H}{dt} dt$, а малі зміни швидкості тиску в надплунжерній порожнині виражається рівнянням:

$$\left(\delta \frac{dP_H}{dt} \right)_0 = \frac{1}{\beta V_H} \left[(\delta f_{\Pi}) \frac{dh}{dt} + \left(\delta \frac{dh}{dt} \right) \cdot f_H - (\delta f_{\Pi}) \frac{dh_K}{dt} - \right. \\ \left. - \left(\delta \frac{dh_K}{dt} \right) f_K - \left(\delta \frac{dQ_{y\Pi}}{dt} \right) - \left(\delta \frac{dQ_{\Pi}}{dt} \right) \right] t, \quad (34)$$

або

$$\left(\delta \frac{dP_H}{dt} \right) = K_{39} (\delta f_{\Pi}) + K_{40} \left(\delta \frac{dh}{dt} \right) - K_{41} (\delta f_K) - K_{42} \left(\delta \frac{dh_K}{dt} \right) - \\ - K_{43} \left(\delta \frac{dQ_{y\Pi}}{dt} \right) - K_{44} \left(\delta \frac{dQ_{\Pi}}{dt} \right). \quad (35)$$

Параметр зміни тиску палива в надплунжерній порожнині є інтеграл від рівняння (33) і розраховується

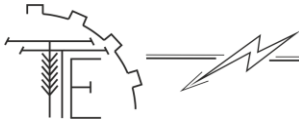
$$(P_H)_0 = \frac{1}{\beta V_H} \int \left[\left(f_H \frac{dh}{dt} - f_K \frac{dh_K}{dt} - \frac{dQ_{y\Pi}}{dt} \right) (1 - \sigma) - \frac{dQ_{\Pi}}{dt} (1 - \sigma) \right] dt, \quad (36)$$

тоді

$$(\delta P_H) = \frac{1}{\beta V_H} \left[(\delta f_H) \frac{dh}{dt} + \left(\delta \frac{dh}{dt} \right) f_H - (\delta f_K) \frac{dh_K}{dt} - \right. \\ \left. - \left(\delta \frac{dQ_{y\Pi}}{dt} \right) - \left(\delta \frac{dh_K}{dt} \right) f_K - \left(\delta \frac{dQ_{\Pi}}{dt} \right) \right] t, \quad (37)$$

або

$$(\delta P_H) = K_{45} (\delta f_{\Pi}) + K_{46} \left(\delta \frac{dh_K}{dt} \right) - K_{47} (\delta f_K) - K_{48} \left(\delta \frac{dQ_{y\Pi}}{dt} \right) - \\ - K_{49} \left(\delta \frac{dh_K}{dt} \right) - K_{50} \left(\delta \frac{dQ_{\Pi}}{dt} \right). \quad (38)$$



Швидкість зміни тиску в порожнині штуцера нагнітального клапана описується рівнянням:

$$\left(\frac{dP_K}{dt}\right)_0 = \frac{1}{\beta V_H} \left[f_K \left(\frac{dh_K}{dt}\right) (1 - \sigma) + \left(f_H \frac{dh}{dt} - f_K \frac{dh_K}{dt} - \frac{dQ_{y\Pi}}{dt}\right) \sigma - \frac{f_T}{Z} P_K - 2f_T e^{-\alpha L} W_1 \right], \quad (39)$$

яке в малих відхиленнях має вигляд

$$\left(\delta \frac{dP_K}{dt}\right) = \frac{1}{\beta V \left(\frac{dP_K}{dt}\right)_0} \left[(\delta f_K) \frac{dh_K}{dt} + \left(\delta \frac{dh_K}{dt}\right) f_K + (\delta f_{\Pi}) \frac{dh}{dt} + \left(\delta \frac{dh}{dt}\right) f_{\Pi} - \left(\delta \frac{dQ_{\Pi}}{dt}\right) - \left(\delta \frac{dQ_{yK}}{dt}\right) - \frac{f_T}{Z} (\delta P_K) - 2f_T e^{-\alpha L} W \right], \quad (40)$$

або

$$\left(\delta \frac{dP_K}{dt}\right) = K_{51}(\delta f_K) + K_{52} \left(\delta \frac{dh_K}{dt}\right) + K_{53}(\delta f_{\Pi}) + K_{54} \left(\delta \frac{dh}{dt}\right) - K_{55} \left(\delta \frac{dQ_i}{dt}\right) - K_{56} \left(\delta \frac{dQ_{yK}}{dt}\right) - K_{57}(\delta P_K) - K_{58}(\delta P_K). \quad (41)$$

Тиск в порожнині штуцера в період впорскування визначається інтеграцією рівняння (39)

$$(P_K)_0 = \frac{1}{\beta V_K} \int \left[f_K \left(\frac{dh_K}{dt}\right) (1 - \sigma) + \left(f_H \frac{dh}{dt} - \frac{dQ_{\Pi}}{dt} - \frac{dQ_{yK}}{dt}\right) \sigma - \frac{f_T}{Z} P_K - 2f_T e^{-\alpha L} W_e \right] dt, \quad (42)$$

тоді в малих відхиленнях (42) запишеться

$$(\delta P_K) = \frac{1}{\beta V_K} \left[(\delta P_K) \frac{dh_K}{dt} + \left(\delta \frac{dh_K}{dt}\right) \cdot f_K + (\delta f_{\Pi}) \frac{dh}{dt} + \left(\delta \frac{dh}{dt}\right) f_i - \left(\delta \frac{dQ_{\Pi}}{dt}\right) - \left(\delta \frac{dQ_{yK}}{dt}\right) - (\delta P_K) \frac{f_{\Pi}}{Z} - 2f_{\Pi} e^{-\alpha L} W_t \right], \quad (43)$$

або

$$\left(\delta \frac{dP_K}{dt}\right) = K_{59}(\delta f_K) + K_{60} \left(\delta \frac{dP_K}{dt}\right) + K_{61}(\delta f_{\Pi}) + K_{62} \left(\delta \frac{dh}{dt}\right) - K_{63} \left(\delta \frac{dQ_i}{dt}\right) - K_{64} \left(\delta \frac{dQ_{yK}}{dt}\right) - K_{65}(\delta P_K) - K_{66}. \quad (44)$$

Аналогічно представляються в малих відхиленнях швидкість зміни тиску і тиск в розпилювачі форсунки, які з урахуванням відхилень параметрів формують характеристики впорскування.

Швидкість зміни тиску палива в обсязі розпилювача описується диференціальним рівнянням

$$\left(\frac{dP_P}{dt}\right) = \frac{1}{\beta V_{\Phi}} \left[2f_T e^{-\alpha L} \left(\frac{P_K}{Z} + e^{-2\alpha L} W\right)_{t-r} - f_i \frac{dh_i}{dt} - f_T \frac{P_P}{Z} - \frac{dQ}{dt} - \frac{dQ_{yi}}{dt} \right], \quad (45)$$

тоді

$$\left(\delta \frac{dP_P}{dt}\right) = \frac{1}{\beta V_{\Phi}} \left[2f_T e^{-\alpha L} \frac{(\delta P_K)}{Z} + 2f_T e^{-2\alpha L} W_{t-r} - (\delta f_i) \frac{dh_i}{dt} - \left(\delta \frac{dh_P}{dt}\right) \cdot f_{\Pi} - (\delta P_P) \frac{f_T}{Z} - \left(\delta \frac{dQ}{dt}\right) - \frac{dQ_{yi}}{dt} \right], \quad (46)$$

або

$$\left(\delta \frac{dP_P}{dt}\right) = K_{67}(\delta P_K) + K_{68} - K_{69}(\delta f_{\Pi}) - \left(\delta \frac{dh_i}{dt}\right) - K_{69}(\delta P_P) - K_{72} \left(\delta \frac{dQ}{dt}\right) - K_{73} \left(\delta \frac{dQ_{yi}}{dt}\right). \quad (47)$$

Враховуються додаткові умови

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \begin{cases} 0 \\ 1 \end{cases} \\ V_K &= \begin{cases} V_K \\ V_K + V_K \end{cases} \\ Z &= a \cdot \rho_T; \\ W_{t-\tau} &= e^{-\alpha L} \frac{P_K}{Z} + e^{-\alpha L} W_{(t-\tau)} - \frac{1}{Z} P_P. \\ \text{при } h_K &< h_{K_0}; \\ \text{при } h_K &\geq h_{K_0}; \\ \text{при } h_K &< h_{K_0}; \end{aligned} \right\} \quad (48)$$

Останнє рівняння з (48) в малих відхиленнях виражається так:

$$\left(\delta W_{(t-\tau)}\right)_0 = \delta(P_K) \frac{e^{-\alpha L}}{Z} + \frac{e^{-\alpha L} \delta(P_K)}{W_{(t-\tau)}} - (\delta P_P) \frac{1}{Z}, \quad (49)$$

$$\left(\delta W_{(t-\tau)}\right) = K_{74} \delta(P_K) + K_{75} \delta(P_K) - K_{76} (\delta P_P). \quad (50)$$



Розглядаючи витратні характеристики палива в процесі впорскування для вирішення наведеної системи рівнянь в малих відхиленнях залишається перевести витратні характеристики (15, 16, 17, 18, 19) і рівняння якості розпилювання.

До витратних характеристик палива в малих відхиленнях входять:

- диференціальна характеристика впорскування

$$\left(\delta \frac{dQ_{\Pi}}{dt}\right) = (\delta \mu f)_{\Phi} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_P - P_{\Pi}} + \sqrt{\left(\frac{2}{\delta \rho}\right)} (\mu f_{\Phi}) \cdot \sqrt{P_P - P_{\Pi}} + \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{(\delta P_P - P_{\Pi})} + \mu f_{\Phi} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_P - \delta(P_{\Pi})}, \quad (51)$$

або

$$\left(\delta \frac{dQ}{dt}\right) = K_{77}(\delta \mu f_{\Phi}) + K_{78}(\delta \rho) + K_{79}(\delta P_P) + K_{80}\delta(P_{\Pi}); \quad (52)$$

- інтегральна характеристика упорскування в малих відхиленнях за рівнянням (15)

$$(\delta Q) = \left[(\delta \mu f_{\Phi}) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_P - P_{\Pi}} + \sqrt{\left(\frac{2}{\delta \rho}\right)} (\mu f_{\Phi}) \cdot \sqrt{P_P - P_{\Pi}} - \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{(\delta P_P - P_{\Pi})} + \mu f_{\Phi} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_P - \delta(P_{\Pi})} \right] t, \quad (53)$$

або

$$(\delta Q) = K_{81}(\delta \mu f_{\Phi}) + K_{82} \sqrt{\frac{2}{(\delta \rho)}} + K_{83} \sqrt{(\delta P_P) - P_{\Pi}} + K_{84} \sqrt{P_P - (\delta P_{\Pi})}, \quad (54)$$

або

$$(\delta Q) = K_{81}(\delta \mu f_{\Phi}) + K_{82} \sqrt{\frac{2}{(\delta \rho)}} + K_{83} \sqrt{(\delta P_P) - P_P} + K_{84} \sqrt{P_P - (\delta P_{\Pi})}. \quad (55)$$

Диференціальна характеристика витрати палива через відсічні вікна в малих відхиленнях представляється з рівняння (16). У цьому рівнянні значення $P_{BC} \ll P_H$ порядку на 2, тому відхилення δP_{BC} в 2-3 рази не вносить відчутних змін, в малих відхиленнях цим можна знехтувати, тоді (16) в диференціальній формі можна переписати так

$$\left(\frac{dQ_{\Pi}}{dt}\right)_0 = \mu f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_H}, \quad (56)$$

а в малих відхиленнях, опускаючи перетворення

$$\left(\delta \frac{dQ_{\Pi}}{dt}\right) = (\delta \mu f_0) \sqrt{\frac{2}{\rho}} + \sqrt{P_H} + \sqrt{\left(\frac{2}{\delta \rho}\right)} \cdot \sqrt{P_H} \cdot \mu f_0 + \sqrt{\delta P_H} (\mu f_0) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (57)$$

або

$$\left(\delta \frac{dQ_{\Pi}}{dt}\right) = K_{85}(\delta \mu f_0) + K_{86}(\delta \rho) + K_{87}(\delta P_H), \quad (58)$$

а інтегральне рівняння через описані рівняння в малих відхиленнях

$$(\delta Q_{\Pi}) = \left[(\delta \mu f_0) \sqrt{\frac{2P_H}{\rho}} + \sqrt{\left(\frac{2P_H}{\delta \rho}\right)} \cdot (\mu f_0) + \sqrt{(\delta P_H)} (\mu f_0) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right] t, \quad (59)$$

або

$$(\delta Q_{\Pi}) = K_{88}(\delta \mu f_0) + K_{89}(\delta \rho) + K_{90}(\delta P_H). \quad (60)$$

Цілком аналогічно в малих відхиленнях випаді диференціальна і інтегральна характеристики витоків палива через зазор плунжер-гільза ($P_{BC} \ll P_H$) рівняння (17)

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

тоді диференціальна витоків (59) через нещільності в малих відхиленнях буде визначатися

$$\delta \frac{dQ_{\text{вп}}}{dt}_0 = (\delta \mu f_{\text{вп}}) \cdot \sqrt{\frac{2P_H}{\rho}} + \sqrt{\frac{2(\delta P_H)}{\rho}} \cdot (\mu f_{\text{вп}}) + (\mu f_{\text{вп}}) \cdot \sqrt{\frac{2P_H}{(\delta \rho)}}, \quad (61)$$

або

$$\left(\delta \frac{dQ_{\text{вп}}}{dt}\right) = K_{91}(\delta \mu f_{\text{вп}}) + K_{92}(\delta P_H) + K_{93}(\delta \rho), \quad (62)$$

а інтегральна витоків через нещільності плунжерної пари буде визначається з інтеграла (17)

$$(\delta Q_{\text{вп}})_0 = \int \left[(\mu f)_{\text{вп}} \cdot \sqrt{\frac{2P_H}{\rho}} \right] dt, \quad (63)$$

або



$$(\delta Q_{yn}) = (\delta \mu f_{щп}) \cdot \sqrt{\frac{2P_H}{\rho}} \cdot t + \sqrt{\frac{2(\delta H)}{\rho}} \cdot (\mu f_{щ})t + (\mu f_{щ})t \cdot \sqrt{\frac{2P_H}{(\delta \rho)}}, \quad (64)$$

або

$$(\delta Q_{yn}) = K_{94}(\delta \mu f_{щ}) + K_{95}(\delta P_H) + K_{96}(\delta P_H). \quad (65)$$

Диференціальна і інтегральна витоки в прецизійній парі клапан-сідло визначають величину залишкового тиску в трубопроводі високого тиску (P_{oc}), яке визначає початок зрушення нагнітального клапана при $t > t = 0$, $P_H = P_K$. Тому цей виток має принципове значення так як при $\delta P_H = \delta P_{Kt=0} \leq (\delta P_H) - (\delta P_K)_{t>0}$, тоді

$$\left(\frac{d^2 h_k}{dt^2}\right)_{t=0} \geq \left(\frac{d^2 h_k}{dt^2}\right)_{h_k < h_{ko}}. \quad (66)$$

З рівняння (18) видно, що $P_{oc} \gg P_0$, тоді диференціальна витоку через нещільність нагнітального клапана представиться так

$$\left(\frac{dQ_{yk}}{dt}\right)_0 = (\mu f_{щк}) \sqrt{\frac{2P_{oc}}{\rho}}, \quad (67)$$

а в малих відхиленнях

$$\left(\delta \frac{Q_{yk}}{dt}\right)_0 = (\delta \mu f_{щк}) \cdot \sqrt{\frac{2P_{oc}}{\rho}} + (\mu f_{щк}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\delta(P_{oc})} + (\mu f_{щк}) \cdot \sqrt{2P_{oc}} \cdot \sqrt{\frac{1}{(\delta \rho)}}, \quad (68)$$

або

$$\left(\delta \frac{Q_{yk}}{dt}\right)_0 = K_{97}(\delta \mu f_{щк}) + K_{98}(\delta P_{oc}) + K_{99}(\delta \rho). \quad (69)$$

Інтегральна витоку через нещільності нагнітального клапана буде дорівнює в малих відхиленнях з (69)

$$(\delta Q_{yk}) = \left[(\mu f_{щк}) \sqrt{\frac{2P_{oc}}{\rho}} \right] t, \quad (70)$$

або

$$(\delta Q_{yk}) = \left[(\delta \mu f_{щк}) \cdot t \cdot \sqrt{\frac{2P_{oc}}{\rho}} \sqrt{\delta(P_{oc})} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\mu f_{щк})t + \sqrt{\frac{1}{(\delta \rho)}} \sqrt{2P_{oc}} \cdot (\mu f_{щк}) \right], \quad (71)$$

або

$$(\delta Q_{yk}) = K_{100}(\delta \mu f_{щк}) + K_{101}(\delta P_{oc}) + K_{102}(\delta \rho). \quad (72)$$

Замикаючими витоками є витоки через нещільності прецизійної пари голка-розпилювач форсунки. Оскільки ці витоки відводяться без протитиску в паливний бак.

Диференціальна витоку запишеться так: замість рівняння (19)

$$\left(\delta \frac{dQ_{yi}}{dt}\right) = \mu f_{щі} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_p}, \quad \text{так як } P_p \gg P_0, \quad (73)$$

а в малих відхиленнях

$$\left(\delta \frac{dQ_{yi}}{dt}\right) = (\delta \mu f_{щі}) \cdot \sqrt{\frac{2P_p}{\rho}} + \sqrt{\frac{2(\delta P_p)}{\rho}} \cdot (\mu f_{щі}) + \sqrt{\frac{2P_p}{(\delta P)}}, \quad (74)$$

або

$$\left(\delta \frac{dQ_{yi}}{dt}\right) = K_{103}(\delta \mu f_{щі}) + K_{104}(\delta P_p) + K_{105}(\delta \rho); \quad (75)$$

інтегральна витоку за період впорскування через нещільності голка-розпилювач в малих відхиленнях з (73) буде виражатися інтегралом

$$(\delta Q_{yi})_0 = \int \left[\mu f_{щі} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_p} \right] dt, \quad (76)$$

в малих відхиленнях через відхилення параметрів

$$(\delta Q_{yi}) = (\delta \mu f_{щі}) \cdot \sqrt{\frac{2P_p}{\rho}} \cdot t + \sqrt{(\delta P_p)} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (\mu f_{щі}) \cdot \sqrt{\frac{1}{(\delta P)}} \cdot \sqrt{2P_p} \cdot (\mu f_{щі}) \cdot t, \quad (77)$$

або

$$\delta Q_{yi} = K_{106}(\delta \mu f_{щі}) + K_{107}(\delta P_{yi}) + K_{108}(\delta \rho). \quad (78)$$

Середній об'ємний діаметр краплі визначається за рівнянням

$$d_{30} = A q p \cdot W_e^{-0,24} \cdot L_p^{-0,012}, \quad (79)$$

де $W_e = \frac{p d_c v_0}{\sigma_T}$; $L_p = \frac{d_c p \sigma_T}{\mu^2}$;

σ_T , μ , p – параметри палива.



Отримані рівняння в малих відхиленнях дають можливість диференціювати вплив будь-якого параметра, який впливає на характеристики впорскування палива, що вкрай важливо для аналізу при проектуванні нової паливної апаратури для обраного автотракторного дизельного двигуна і зміни його експлуатації.

4. Висновки

1. Розглянуто теорію малих відхилень для паливної апаратури автотракторних дизельних двигунів, методику переходу від звичайних диференціальних рівнянь, які описують якість розпилювання дизельного палива, до рівнянь у малих відхиленнях, рівняння кінематики і гідродинаміки прецизійних пар паливної апаратури і витратні характеристики палива в процесі впорскування у малих відхиленнях. Методи подібності, теорії розмірності, математичної статистики і теорії вірогідності, які використовуються при визначенні ресурсу і прогнозування роботи автотракторних двигунів внутрішнього згорання.

2. Встановлена роль математичного моделювання при визначенні залишкового ресурсу паливної апаратури автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згорання. Також відмічено, що для достовірного описання процесів в паливній апаратурі автотракторних дизельних двигунів доцільно застосовувати метод малих відхилень. Математична модель заснована на відомих фізичних закономірностях, які описують взаємозалежності двох груп параметрів: регульовальних та експлуатаційних – як всередині груп так і між ними.

3. Показано, що найбільш практично-прийнятним методом для визначення залишкового ресурсу автотракторних двигунів внутрішнього згорання є метод математичної статистики і теорії вірогідності. Показано перехід класичних диференціальних рівнянь, що описують процеси паливоподачі та впорскування з врахуванням витоків палива у прецизійних парах, в рівняння з малими відхиленнями параметрів.

4. Проведено аналіз взаємозв'язків параметрів впорскування, паливоподачі та витоків палива і знайдено найбільш впливові параметри. Знайдено коефіцієнти впливу та побудовані залежності коефіцієнтів впливу на відповідні їм параметри. Використовуючи отримані залежності, охарактеризовано вплив технічного стану прецизійних пар на ефективні показники дизельного двигуна внутрішнього згорання. Також встановлені залежності зміни характеристики впорскування від малих відхилень параметрів, що характеризують технічний стан прецизійних пар паливної апаратури.

Список використаних джерел

1. Дановський Н. С., Миколаєнко А. В. Надійність і довговічність автотракторних двигунів. Л.: Колос, 1994. 223 с.
2. Алабухов П. М., Геронімус В. Б., Минкевич Л. М., Шеховцев Б. А. Теорія подібності і розмірностей. М.: Вища школа, 1998. 206 с.
3. Брлоу Р. Прошан Ф. Математична теорія надійності. М.: Радянське радіо, 1995. 488 с.
4. Гнеденко Б. В., Беляєв Ю. К., Соловійов А. Д. Математичні методи в теорії надійності. М.: Наука, 1985. 452 с.
5. Лукомський Я. І. Теорія кореляції і її застосування до аналізу виготовлення. М.: Госстиздат, 1991. 120 с.
6. Капур Д., Ламберсон Л. Надійність і проектування систем. М.: Світ, 1980. 604 с.
7. Григор'єв М. А., Пономарев Н. Н., Карпенко В. В. Методика оцінки ресурсу двигуна залежно від ресурсів його деталей. М.: Автомобільна промисловість, №10, 1979. С.4–6.
8. Мишин І. А. Довговічність двигунів. Л.: Машинобудування, 1986. 288 с.
9. Музичук В. І., Анісімов В. Ф. Організація робіт підприємств технічного обслуговування: навчальний посібник. Вінниця: ФОП Рогальська І.О., 2012. 240 с.
10. Музичук В. І., Нахайчук О. В., Комаха В. П. Визначення змісту і об'єму робіт при технічному сервісі. *Зб.наук.пр. ВНАУ. Серія: Технічні науки*. Вінниця: ВНАУ, 2012. Вип. 11 (65). С. 242–247.

References

- [1] Danovskyj, N. S. (1994). Nadijnist i dovgovichnist avtotraktornyx dvyguniv [Reliability and durability of power motor engines]. L.: Kolos [in Ukrainian].
- [2] Alabuxov, P. M., Geronimus, V. B., Mynkevych, L. M., Shexovcev, B. A. (1998). Teoriya podibnosti i rozmirnostej [Theory of similarities and dimensions]. M.: Vyshha shkola [in Russian].



- [3] Brlou, R. (1995). Matematychna teoriya nadijnosti [Mathematical theory of reliability]. M.: Radyanske radio [in Russian].
- [4] Gnedenko, B. V., Belyayev, Yu. K., Solovjov, A. D. (1985). Matematychni metodyv teorii nadijnosti [Mathematical methods in the theory of reliability]. M.: Nauka [in Russian].
- [5] Lukomskij, Ya. I. (1991). Teoriya korelyaciyi i yiyi zastosuvannya do analizu analysis]. M.: Gossty`zdat [in Russian].
- [6] Kapur, D., Lamberson L. (1980). Nadijnist i proektuvannya system [Reliability and system design]. M.: Svit [in Russian].
- [7] Grygoryev, M. A., Ponomarev, N. N., Karpenko, V. V. (1979). Metodyka ocinky resursu dvyguna zalezno vid resursiv jogo detalej [Method of estimation of engine resource depending on the resources of its parts]. M.: Avtomobilna promyslovist, 10, 4-6 [in Russian].
- [8] Myshyn, I.A. (1986). Dovgovichnist dvyguniv [Durability of engines]. L.: Mashynobuduvannya [in Ukrainian].
- [9] Muzychuk, V., Anisimov, V. (2012) Orhanizatsiya robit pidpryemstv tekhnichnoho obsluhovuvannya [Organization of works for maintenance companies] Vinnytsia: FOP Rokhalska I. O. [in Ukrainian].
- [10] Muzychuk, V., Nakhaychuk, O., Komakha, V. (2012) Vyznachennya zmistu i obyemu robit pry tekhnichnomu servisi [Determination of the content and volume of work in the technical service] *Zb. nauk. pr. VNAU. Seriya: Tekhnichni nauky. Sb. sciences VNAU pr. Series: Engineering, 11(65), 242–247.* [in Ukrainian].

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ МАТЕМАТИЧЕСКИМ МОДЕЛИРОВАНИЕМ С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДА МАЛЫХ ОТКЛОНЕНИЙ

Безотказность автотракторных двигателей внутреннего сгорания является функцией безотказности их механизмов и систем. Отечественными и зарубежными инженерами за много лет испытано множество автотракторных двигателей внутреннего сгорания и доказано, что если математические модели достоверно описывают физические явления, циклы или процессы, которые проходят в двигателях, то теория малых отклонений для теоретических исследований намного лучше любого эксперимента по регулировочным характеристикам и многим другим параметрам.

В статье рассмотрено теорию малых отклонений для топливной аппаратуры автотракторных дизельных двигателей. Методика перехода от обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих качество распыления дизельного топлива, к уравнениям в малых отклонениях. Уравнения кинематики и гидродинамики прецизионных пар топливной аппаратуры в малых отклонениях. Расходные характеристики топлива в процессе впрыскивания в малых отклонениях. Методы подобия, теории размерности, математической статистики и теории вероятностей, используемые при определении ресурса и прогнозирования работы автотракторных двигателей. Показано, что наиболее практично-принятым методом для определения остаточного ресурса автотракторных двигателей является метод математической статистики и теории вероятностей. Установлена роль математического моделирования при определении остаточного ресурса топливной аппаратуры автотракторных дизельных двигателей. Также отмечено, что для достоверного описания процессов в топливной аппаратуре автотракторных дизельных двигателей целесообразно применять метод малых отклонений.

Математическая модель основана на известных физических закономерностях, описывающих взаимозависимости двух групп параметров, регулирующих и эксплуатационных, как внутри групп так и между ними. Показано переход классических дифференциальных уравнений, описывающих процессы топливоподачи и впрыска с учетом утечек топлива в прецизионных парах, в уравнения с малыми отклонениями параметров. Проведен анализ взаимосвязей параметров впрыска, топливоподачи и утечек топлива и найдено наиболее влиятельные параметры. Найдено коэффициенты влияния и построены их зависимости на соответствующие им параметры. Используя полученные зависимости, охарактеризованы влияние технического состояния прецизионных пар на эффективные показатели двигателя. Также установлены зависимости изменения характеристики впрыска от малых отклонений параметров, характеризующих техническое состояние прецизионных пар топливной аппаратуры.

Ключевые слова: топливная аппаратура, дизельный двигатель, метод малых отклонений, математическое моделирование.

Ф. 79. Лит. 10.



DETERMINATION OF RESIDUAL FUEL RESOURCE AUTOTRACTOR DIESEL EQUIPMENT BY MATHEMATICAL MODELING WITH METHOD APPLICATION SMALL DEVELOPMENTS

The reliability of automotive internal combustion engines is a function of the reliability of their mechanisms and systems. For many years, domestic and foreign engineers have tested many auto-tractor internal combustion engines and it has been proven that if mathematical models reliably describe physical phenomena, cycles or processes that take place in engines, then the theory of small deviations for theoretical research is much better than any experiment on control characteristics and many second parameters

The theory of small deviations for fuel equipment of autotractor diesel engines is considered in the article. The method of transition from the ordinary differential equations describing the quality of diesel fuel spraying to the equations in small deviations. Equation of kinematics and hydrodynamics of precision pairs of fuel equipment in small deviations. Consumption characteristics of fuel in the process of injection in small deviations. Methods of similarity, dimension theory, mathematical statistics, and probability theory, which are used in determining the resource and predicting the operation of tractor engines. It is shown that the most practically accepted method for determining the residual life of autotractor engines is the method of mathematical statistics and probability theory. The role of mathematical modeling in determining the residual life of fuel equipment of autotractor diesel engines is established. It is also noted that it is advisable to use the small deviation method to accurately describe the processes in the fuel equipment of autotractor diesel engines.

The mathematical model is based on the known physical laws that describe the interdependencies of the two groups of parameters, control and operational, both within and between groups. The transition of the classical differential equations describing the processes of fuel supply and injection, taking into account fuel leaks in precision pairs, into equations with small deviations of parameters, is shown. The relationship between injection, fuel supply and fuel leakage is analyzed and the most influential parameters found. Impact coefficients are found and their dependencies are plotted on their corresponding parameters. Using the obtained dependencies, the influence of the technical condition of precision pairs on the effective performance of the engine is characterized. Dependences of change of injection characteristics on small deviations of parameters characterizing the technical condition of precision pairs of fuel equipment are also established.

Key words: fuel equipment, diesel engine, small deviation method, mathematical modeling.

F. 79. Ref. 10.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Анісімов Віктор Федорович – доктор технічних наук, професор кафедри «Агроінженерії та технічного сервісу» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, e-mail: anisimov@vsau.vin.ua).

Музичук Василь Іванович – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Технологічних процесів та обладнання переробних і харчових виробництв» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, e-mail: wasil@vsau.vin.ua).

Анисимов Виктор Федорович – доктор технических наук, профессор кафедры «Агроинженерии и технического сервиса» Винницкий национальный аграрный университет (ул. Солнечная, 3, г. Винница, 21008, Украина, e-mail: anisimov@vsau.vin.ua).

Музычук Василий Иванович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Технологических процессов та оборудования перерабатывающих та пищевых производств» Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, 21008, Украина, e-mail: wasil@vsau.vin.ua).

Anisimov Victor – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of “Agroengineering and technical service” of the Vinnitsa National Agrarian University (3 Solnechnaya St, Vinnitsa, 21008, Ukraine, e-mail: anisimov@vsau.vin.ua).

Muzychuk Vasyi – PhD, Associate Professor of the Department of “Technological Processes and Equipment of Processing and Food Productions” of the Vinnitsia National Agrarian University (3 Solnechnaya St, Vinnitsia, 21008, Ukraine, e-mail: wasil@vsau.vin.ua).