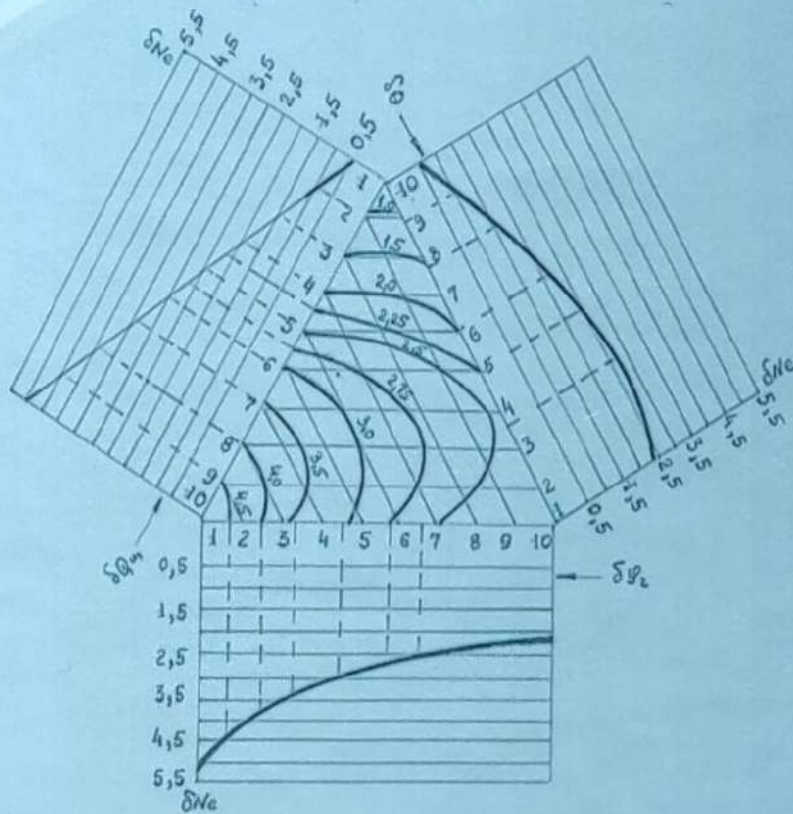


Віктор АНІСІМОВ  
 Олена ТРУХАНСЬКА  
 Людмила ШВЕЦЬ

# РОЗПІЗНАВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛІВ ПО МАЛИХ ВІДХИЛЕННЯХ ПАРАМЕТРІВ

Монографія



$k$ $n_H$	$k_{18}$	$k_{19}$	$k_{20}$	$k_{21}$	$k_{22}$	$k_{23}$	$k_{24}$	$k_{25}$	$k_{26}$	$k_{27}$	$k_{28}$
900	0,492	0,039	0,044	0,18	3,0	3,4	0,018	3,537	1,663	0,398	0,012
800	0,450	0,036	0,036	0,15	2,7	2,2	0,019	3,587	1,737	0,448	0,015
700	0,380	0,029	0,026	0,11	2,4	1,8	0,021	3,937	1,644	0,512	0,018
600	0,310	0,024	0,018	0,07	2,0	1,5	0,023	4,734	1,499	0,597	0,022
500	0,256	0,019	0,012	0,05	1,7	1,3	0,026	5,886	1,461	0,716	0,027
400	0,200	0,014	0,007	0,03	1,4	0,9	0,030	6,700	1,400	0,895	0,032

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Віктор АНІСІМОВ  
Олена ТРУХАНСЬКА  
Людмила ШВЕЦЬ**

**РОЗПІЗНАВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ  
АВТОТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛІВ  
ПО МАЛИХ ВІДХИЛЕННЯХ ПАРАМЕТРІВ**

**Монографія**

**Вінниця 2022**

УДК 621.431.74  
А-42

*Рекомендовано до друку Вченою радою  
Вінницького національного аграрного університету  
(Протокол № 12 від 17 червня 2022 року)*

**Рецензенти:**

**Булгаков Володимир Михайлович** – доктор технічних наук, професор, академік НААН України, заслужений винахідник України, лауреат державної премії України в галузі науки і техніки, відмінник освіти України;

**Поляков Андрій Павлович** – доктор технічних наук, професор, заслужений діяч науки і техніки, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту Вінницького національного технічного університету;

**Веселовська Наталія Ростиславівна** – доктор технічних наук, професор, завідувачка кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва Вінницького національного аграрного університету.

**Анісімов В.Ф., Труханська О.О., Швець Л.В.**

**А42 Розпізнавання технічного стану автотракторних дизелів по малих відхиленнях параметрів:** монографія. Вінницький національний аграрний університет. Вінниця: ТВОРИ, 2022. - 176 с. (Умов. друк. арк. 10,93)

ISBN 978-617-552-127-4

Монографія присвячена висвітленню питань по визначенню стану конкретної машини і прогноз подальших змін її параметрів. У тракторах, автомобілях, комбайнах та інших мобільних машинах сільськогосподарського призначення найбільш складним є діагностування енергетичної установки-двигуна. Близько половини всіх відмов мобільних машин припадає на двигун. Прогнозування залишкового ресурсу роботи дизелів можна проводити на основі застосування методу подібності та теорії розмірностей, або методів математичної статистики і теорії ймовірностей.

УДК 621.431.74

© Анісімов В.Ф., Труханська О.О.,  
Швець Л.В.

© ВНАУ, 2022

© ТОВ «ТВОРИ», 2022

ISBN 978-617-552-127-4

## ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. МЕТОДИ БЕЗРОЗБІРНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ МАШИН	6
1.1 Закони розподілу відмов систем і механізмів автотракторних дизелів	6
1.2 Метод подібності та теорії розмірностей	8
1.3 Метод математичної статистики і теорії ймовірності	9
1.4 Метод розпізнавання образів - новий спосіб діагностування дизелів	18
1.5 Розпізнавання параметрів, які впливають на швидкість зношування деталей двигуна	27
2 ВІРОГІДНІСТЬ РОЗПІЗНАВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДИЗЕЛЯ ТА ЙОГО СИСТЕМ ЗА МАЛИМИ ВІДХИЛЕННЯМИ КОНСТРУКЦІЙНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ	46
2.1 Структурно – наслідковий зв'язок елементів двигуна	46
2.2 Класифікація ознак, що визначають технічний стан автотракторних дизелів	50
2.3 Побудова систем розпізнавання образів, які визначають технічний стан дизеля та його систем	54
2.4 Вибір та обґрунтування методу вирішення для визначення багатофакторності зв'язків параметрів дизеля та його систем	64
2.5 Основні поняття теорії малих відхилень параметрів, яка використовується для аналізу робочих процесів дизеля	67
2.6 Багатофакторний зв'язок параметрів в малих відхиленнях та можливість використання в дослідженні робочих процесів двигуна	73

2.7	Застосування теорії малих відхилень в розпізнаванні образів, які визначають технічний стан дизеля та його систем	82
3	<b>БАГАТОФАКТОРНИЙ ЗВ'ЯЗОК ПАРАМЕТРІВ ДИЗЕЛЯ І ЙОГО СИСТЕМ В МАЛИХ ВІДХИЛЕННЯХ</b>	88
3.1	Багато факторний зв'язок параметрів дизельної паливної апаратури у малих відхиленнях	88
3.1.1	Технічний стан паливної апаратури в експлуатаційних умовах	88
3.1.2	Багатофакторний зв'язок циклової подачі з параметрами паливного насоса в малих відхиленнях	91
3.1.3	Вплив параметрів насоса високого тиску на циклову подачу	96
3.1.4	Багатофакторності зв'язків параметрів паливної апаратури в малих відхиленнях	108
3.1.5	Багатофакторний зв'язок продуктивності форсунки з параметрами паливної системи в малих відхиленнях	121
3.2	Багатофакторний зв'язок вихідних характеристик дизеля з параметрами паливної апаратури в малих відхиленнях	133
3.3	Вплив малих відхилень основних параметрів робочого циклу дизеля на його потужність	150
3.4	Багатофакторний зв'язок параметрів системи мащення в малих відхиленнях	162
3.4.1	Температурний режим роботи підшипників колінчастого вала дизеля в експлуатаційних умовах	162
	<b>ВИСНОВКИ</b>	168
	<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ</b>	170

## ВСТУП

Технічне діагностування та контроль технічного стану, або комплекс заходів з оцінки стану машин без їх розбирання відповідно до ДСТУ 2389-94 є складовою частиною технічного обслуговування і ремонту машин та повинно забезпечувати їх проведення по фактичному технічному стану.

Визначення стану конкретної машини і прогноз подальших змін її параметрів складає задачу діагностування.

У тракторах, автомобілях, комбайнах та інших мобільних машинах сільськогосподарського призначення найбільш складним є діагностування енергетичної установки - двигуна. Близько половини всіх відмов мобільних машин припадає на двигун.

Прогнозування залишкового ресурсу роботи дизелів можна проводити на основі застосування методу подібності та теорії розмірності або методів 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 по оцінці параметрів технічного стану дизелів і прогнозуванню залишкового ресурсу [1, 2, 11-16].

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 дизеля, багатофакторність зв'язків параметрів з урахуванням різноманіття конструктивних та експлуатаційних факторів.

# 1. МЕТОДИ БЕЗРОЗБІРНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ МАШИН

## 1.1. Закони розподілу відмов систем і механізмів автотракторних дизелів

Діагностування і прогнозування ресурсу машин є однією з найважливіших факторів управління ефективністю, експлуатаційною надійністю і довговічністю тракторів, автомобілів, комбайнів та інших сільськогосподарських машин.

Нова техніка, що надходить в сільське господарство, представляє все більш високі вимоги до якості технічного обслуговування та ремонту, точності регулювань систем і механізмів, а значить і вдосконаленню методів і засобів діагностування.

Діагностуванню відводиться важлива роль і в рішенні задачі підвищення ресурсу ремонтваних тракторів, автомобілів, комбайнів та іншої сільськогосподарської техніки.

Серед агрегатів тракторів і автомобілів найбільш швидко зношується і найменш надійний і довговічний агрегат - двигун. Відомо, що безвідмовність двигуна є функцією безвідмовності його механізмів і систем. Тому відповідно до теорії надійності двигун можна розглядати як систему, що складається з послідовно з'єднаних елементів, що не має резервування, тобто відмова будь-якого з елементів призводить до відмови всієї системи.

В даний час в автотракторній промисловості досягнуті досить високі середні ресурси механізмів і систем двигунів. У зв'язку з цим черговим завданням слід вважати зниження ресурсів механізмів і систем двигуна, а також двигуна в цілому [1-4, 10-14].

Дослідження надійності двигуна в цілому можна представити як дослідження ймовірнісних характеристик надійності двигуна за даними ймовірнісним характеристикам надійності окремих його елементів, тобто систем і механізмів.

Аналіз матеріалів випробувань [1-6, 11, 13, 18-25, 33, 37] показує, що в основному відмови деталей, систем і механізмів, що лімітують надійність двигуна, можуть бути розподілені за нормальним законом, законом Вейбулла (понад 60%) і експоненціальному. Використання зазначених законів розподілу при випробуваннях на надійність цілком правомірне, так як вони охоплюють всі характерні види руйнувань.

Відмови, з'являються в результаті процесу зносу (поступові), розподіляються по нормальному закону, коефіцієнт варіації якого лежить в межах  $0 < \nu < 0,33$ .

Відмови, що з'являються в результаті дії на конструкцію граничних значень різних навантажень (як правило, є поломками і носять раптовий характер), розподіляються по експоненціальному закону, коефіцієнт варіації якого лежить в межах  $0,80 < \nu < 1,0$ .

Між двома крайніми розподілами ймовірностей знаходиться проміжне розподілення - за законом Вейбулла. Тут правомірна поява як поступових, так і раптових відмов. Тому коефіцієнт варіації в цьому випадку може знаходитися в межах  $0,28 < \nu < 1,0$ .

Перехід від нормального закону розподілу до експоненціального відбувається через розподіл за законом Вейбулла. При цьому коефіцієнт варіації проходить всі значення  $0 < \nu < 1,0$ .

При вирішенні завдань діагностування все більш широке застосування знаходять математичні моделі процесів, розроблені на основі закономірностей механічних, фізичних, газодинамічних і хімічних процесів, що протікають в дизелі.

Зазвичай при розробці математичної моделі процесів враховують наступні параметри:

$x_i$  і  $x_i^0$ ,  $i=1, \dots, n$  – відповідно структурні параметри і номінальні значення цих параметрів;

$y_i$  і  $y_i^0$ ,  $i=1, \dots, h$  - відповідно параметри, що характеризують стан навколишнього середовища;



$z_i, i=1.., s$  – параметри, що характеризують режим роботи дизеля;  
 $y_i, y_i^0$  і  $Y_i^0, i=1, \dots, m$  — відповідно діагностичні параметри дизеля, середні значення цих параметрів і допустимі їх відхилення;

$n, m, h, s$  - число відповідних параметрів.

Між названими вище параметрами встановлена функціональна залежність, яка в загальному випадку має вигляд [12]:

$$F_k(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}, \vec{Y}) = 0, K=1, \dots, m, \quad (1.1)$$

де  $\vec{x}, \vec{y}$  і  $\vec{z}$  - відповідно вектори

$$\vec{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n), \vec{y} = (y_1, y_2, \dots, y_h),$$

$$\vec{z} = (z_1, z_2, \dots, z_s)$$

Діагностування технічного стану автотракторних дизелів в експлуатаційних умовах можна проводити на основі застосування методу подібності та теорії розмірностей, методу математичної статистики і теорії ймовірностей, методу розпізнавання образів і інш.

## 1.2. Метод подібності та теорії розмірностей

Застосування основних положень подібності та теорії розмірностей для обробки і аналізу дослідних даних по зносу автотракторних двигунів дозволяє встановлювати закономірності виміру швидкості зношування  $tga$  залежно від регульованих параметрів двигуна.

Між швидкістю зношування і регульовальними параметрами двигуна існує функціональна залежність [14], яка згідно  $\Pi$ -теорема може бути представлена як залежність між безрозмірними комплексами:

$$\frac{tga}{tga_n} = f(N_e, \varphi_n, P_{впр}, N_{ен}, \varphi_{нн}, P_{впр.н}), \quad (1.2)$$

Застосовуючи метод нульових розмірностей [14], знайдемо, що безрозмірна швидкість зношування  $\Pi = tga/tga_n$  у розглянутому випадку є функцією наступних критеріїв:

$$\frac{tg\alpha}{tg\alpha_n} = f \left[ \frac{N_e}{N_{en}}, \frac{\varphi_n}{\varphi_{nn}}, \frac{P_{впр}}{P_{впр,n}} \right]. \quad (1.3)$$

Вводять позначення критерію  $\Pi_1 = N_e/N_{en}$ ,  $\Pi_2 = \varphi_n/\varphi_{nn}$ ,  $\Pi_3 = P_{впр}/P_{впр,n}$ ,  $\Pi = tg\alpha/tg\alpha_n$ , отримаємо:

$$\Pi = f(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3) \quad (1.4)$$

Спочатку визначається вплив критеріїв  $\Pi_1$  і  $\Pi_2$  на безрозмірну швидкість зношування  $\Pi$  при  $\Pi_3 = 1$ . Для цього безрозмірні залежності  $\Pi = f(\Pi_1)$  при різних значеннях симплекса  $\Pi_2$  будуються в логарифмічних координатах  $(lg\Pi_1, 0, lg\Pi_2)$ . Обробка ведеться за способом найменших квадратів.

Аналіз показує, що вплив критеріїв  $\Pi_1$  і  $\Pi_2$  на відносну швидкість зношування  $\Pi$  вельми складне і, що для визначення даних критеріїв вимагається проведення численних дослідів. У зв'язку з чим, даний метод в практиці, для визначення ресурсу і прогнозування довговічності та надійності роботи автотракторних двигунів, широкого застосування не отримав.

### 1.3. Метод математичної статистики і теорії ймовірності

Дослідження зносу і довговічності деталей сполучень автотракторних двигунів можна проводити на основі застосування методів математичної статистики і теорії ймовірностей з використанням теорії кореляції [1, 8, 18, 30-38].

Теорія кореляції дає можливість встановити закономірність зв'язку між зносом і напрацюванням, незважаючи на те, що цей зв'язок ми досліджуємо на такому експериментальному матеріалі, де інші фактори своєї мінливістю спотворюють досліджувану залежність.

При цьому вирішуємо дві основні задачі:

1. Визначаємо зв'язки між дослідними величинами (кореляційний аналіз), які характеризують ступінь впливу напрацювання на знос в даних умовах експлуатації.

2. Встановлюємо форму зв'язку між досліджуваними величинами (регресійний аналіз), тобто визначаємо вид функції  $\bar{Y}_x = f(x)$  або  $\bar{X}_y = \varphi(y)$ , де  $\bar{Y}_x$  - середнє значення зносу при даному напрацюванні і  $\bar{X}_y$  - середнє значення напрацювання при даному зношенні.

Вирішення цих двох задач дає можливість встановити динаміку процесу зношення і статистичні параметри довговічності.

Основним завданням теорії надійності є прогнозування (передбачення з тією чи іншою ймовірністю) різних показників безвідмовної роботи, довговічності, терміну служби та інш. Вона пов'язана із знаходженням ймовірностей.

Для дослідження складних процесів ймовірного характеру останнім часом стали застосовувати метод Монте-Карло [1, 3]. Метод Монте-Карло, так званий методом статистичного моделювання або статистично випробувань, являє собою чисельний метод рішення складних завдань. Він заснований на використанні випадкових чисел, моделюючих ймовірнісні процеси.

Результати рішення методу дозволяють встановити емпіричні залежності досліджуваних процесів. Математичною основою методу є закон великих чисел [1, 3, 12], який формулюється так: при великому числі статистичних випробувань ймовірність того, що середнє арифметичне значення випадкової величини наближається до математичного сподівання, дорівнює одиниці:

$$\lim P \left\{ \left| \frac{\sum x_i}{n} - m(x) \right| < \varepsilon \right\} \rightarrow 1, \quad (1.5)$$

де  $\varepsilon$  - будь-яке мале позитивне число.

При нормальному законі розподілу оцінити точність результатів, отриманих методом Монте-Карло, можна за формулою [12]:

$$P | \bar{x} - m(x) | < \frac{3\sigma}{\sqrt{n}} \quad (1.6)$$

Рішення задач методом Монте-Карло ефективно лише із використанням швидкодіючої комп'ютерної техніки.

У теорії ймовірностей зустрічаються наступні закони розподілу, випадкових величин: закон нормального розподілу, експонентний, Релея, Вейбулла, Гамма-розподіл, Пуассона, біноміальний та інш. [15, 26-30].

Закон нормального розподілу має виключно важливе значення і займає серед інших законів особливе положення, який найбільш часто зустрічається на практиці (особливо в техніці) [5-8]. Головна особливість, що виділяє закон нормального розподілу серед інших законів, полягає в тому, що він являється граничним законом, до якого наближаються інші закони розподілу при часто зустрічаючих типових умовах.

Нормальний закон застосуємо до елементів і агрегатів, підлягаючим випробуванню на зношування до повної відмови всіх елементів або більшості з них. Основними характеристиками даного закону є безвідмовність, ймовірність відмов, щільність ймовірності часу відмови елемента або агрегату [31].

Функція нормального закону розподілу наробітку до відмови записується [12]:

$$F(t) = P[T \leq t] = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^t e^{-\frac{(t_i - \bar{T})^2}{2\sigma^2}} \cdot dt, \quad (1.7)$$

де  $T$  - випадкова величина (ресурс), година;

$t_i$  - деяке її значення (час відмови елемента), година;

$\bar{T}$  - середнє арифметичне значення випадкової величини (середній ресурс), година;

$\sigma$  - середнє квадратичне відхилення випадкової величини.

Для випадкової величини  $T$ , розподіленому по нормальному законом з математичним очікуванням  $\bar{T}$  і середнім квадратичним відхиленням  $\sigma$ , маємо:

$$F(t) = \Phi\left(\frac{t_i - \bar{T}}{\sigma}\right). \quad (1.8)$$

На (рис. 1.1) зображений графік інтегральної функції розподілу безперервної випадкової величини.

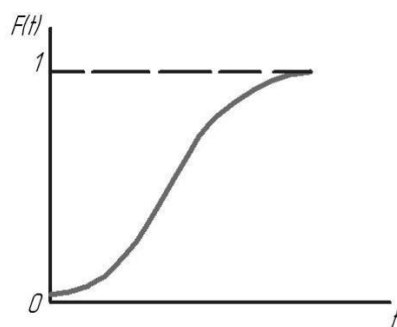


Рисунок 1.1. Графік інтегральної функції розподілу безперервної випадкової величини.

Щільність ймовірності закону нормального розподілу має форму кола, симетричну відносно середнього значення і визначається за формулою:

$$f(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-\bar{T})^2}{2\sigma^2}} = \frac{1}{\sigma} \varphi\left(\frac{(t-\bar{T})}{\sigma}\right). \quad (1.9)$$

Ймовірність безвідмовної роботи або ймовірність того, що невідновлювальна система буде виконувати необхідну функцію в заданий момент часу  $t$ , можна записати у вигляді:

$$P(t) = 1 - \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-\bar{T})^2}{2\sigma^2}} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_e^{-\frac{(t-\bar{T})^2}{2\sigma^2}} dt, \quad (1.10)$$

Графічно це показується наступним чином (рис. 1.2) [12]:

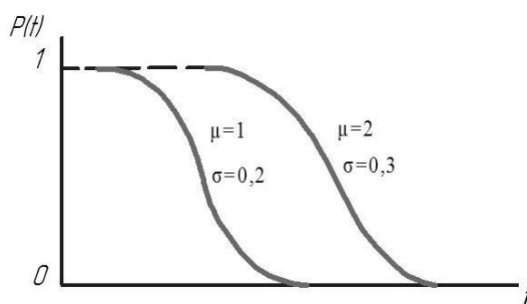


Рисунок 1.2. Ймовірність безвідмовної роботи при нормальному розподілі напрацювання до відмови.

Якщо випадкова величина  $t$  (напрацювання до відмови, год) має щільність розподілу  $f(t)$ , тоді:

$$1 - F(t) = P(t) \quad (1.11)$$

У разі нормального розподілу інтенсивність відмов є монотонно зростаючою функцією часу (рис. 1.3) [12] і визначається за формулою:

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{1-F(t)} = \frac{1}{\sigma} \cdot \frac{\varphi\left(\frac{t_i - \bar{T}}{\sigma}\right)}{\Phi\left(\frac{\bar{T} - t_i}{\sigma}\right)} \quad (1.12)$$

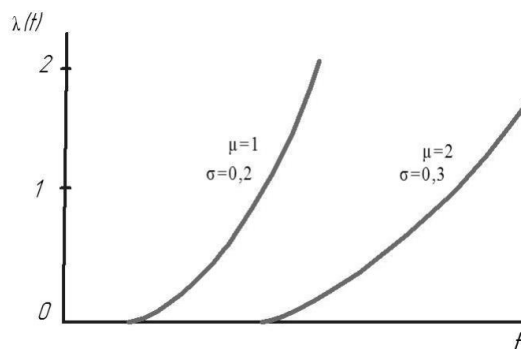


Рисунок 1.3. Інтенсивність відмов при нормальному розподілі напрацювання до відмови.

На довговічність елементів і двигуна в цілому впливає тривалість їх експлуатації. При виборі параметрів ступінь впливу тривалої експлуатації враховується законом безвідмовності, заснованим на розподілі Вейбулла. Розподіл Вейбулла застосовується для вивчення довговічності механічних приладів, що пропрацювали певний період часу.

Цей закон розподілу дозволяє шляхом підбору параметрів  $\beta$  (параметр форми) і  $U$  (параметр масштабу) апроксимувати статистичні дані про відмови з урахуванням ступеня впливу часу експлуатації елемента або агрегату.

При параметрі  $\beta = 1$  цей закон переходить в експонентний закон розподілу, а при  $\beta > 1$  він наближається до закону нормального розподілу. Основні характеристики закону розподілу Вейбулла занесені в (табл. 1.1) і показані на (рис. 1.4; 1.5; 1.6) [12-14, 38, 39].

Експонентний закон розподілу часу безвідмовної роботи застосуємо до механізмів, які пройшли попереднє припрацювання. Цей вид розподілу використовується також при аналізі раптових відмов.

Таблиця 1.1 - Основні характеристики розподілу

Розподіл	Функція розподілу <b>F(t)</b>	Щільність розподілу <b>f(t)</b>	Імовірність безвідмовної роботи <b>P(t)</b>	Інтенсивність відмов <b>λ(t)</b>	Математичне очікування <b>M(t)</b>	Дисперсія <b>σ²(t)</b>
Нормальний	$\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^t e^{-\frac{(t-T)^2}{2\sigma^2}} \cdot dt = \varphi\left(\frac{t_i - T}{\sigma}\right)$	$\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-T)^2}{2\sigma^2}} = \frac{1}{\sigma} \varphi\left(\frac{t_i - T}{\sigma}\right)$	$\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_t^{-\infty} e^{-\frac{(t-T)^2}{2\sigma^2}} \cdot dt = \varphi\left(\frac{T - t_i}{\sigma}\right)$	$\frac{f(t)}{P(t)} = \frac{1}{6} \cdot \frac{\varphi\left(\frac{t_i - T}{\sigma}\right)}{\varphi\left(\frac{T - t_i}{\sigma}\right)}$	T	σ²
Вейбулла	$1 - e^{-\left(\frac{t_i}{v}\right)^\beta}$	$\frac{\beta}{v} \left(\frac{t_i}{v}\right)^{\beta-1} e^{-\left(\frac{t_i}{v}\right)^\beta}$	$e^{-\left(\frac{t_i}{v}\right)^\beta}$	$\frac{\beta}{v} \left(\frac{t_i}{v}\right)^{\beta-1}$		
Експоненціальний	$1 - e^{-\varphi t}$	$\varphi e^{-\varphi t}$	$e^{-\varphi t}$	$\frac{1}{T} = \varphi$	$\frac{1}{\varphi}$	$\frac{1}{\varphi^2}$

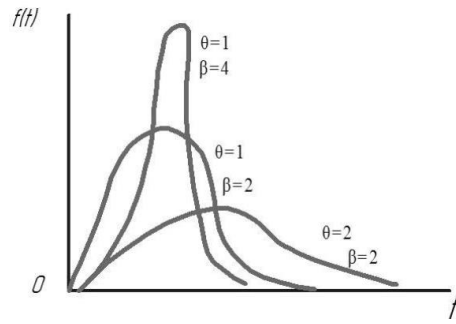


Рисунок 1.4. Щільність розподілу наробітку до відмови за законом Вейбулла.

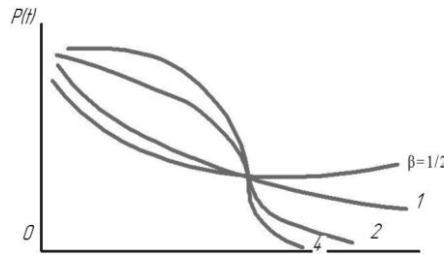


Рисунок 1.5. Ймовірність безвідмовної роботи при розподілі напрацювання на відмову за законом Вейбулла.

Для експоненціального закону відношення середнього значення часу безвідмовної роботи математичного очікування до середньо - квадратичного відхилення дорівнює:  $\frac{\bar{T}}{\sigma} = 1$ .

Якщо інтенсивність відмов являє собою лінійну функцію часу, що проходить через початок координат (рис. 1.6) крива 2, то розподіл ймовірності надійної роботи безвідмовності можна виразити за законом Релея у вигляді [12]:

$$P(t) = e^{-\varphi(t)t} = e^{-\frac{t^2}{2\sigma_0^2}} \quad (1.13)$$

де  $\varphi(t) = \frac{t^2}{2\sigma_0^2}$  - параметр закону.

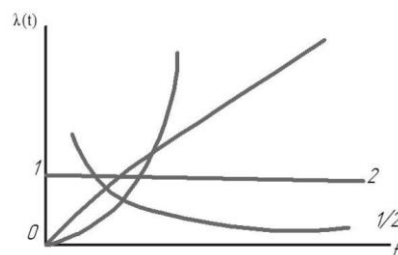


Рисунок 1.6. Інтенсивність відмов при розподіленні напрацювання до відмови за законом Вейбулла.



Щільність ймовірності часу відмови елемента визначається за рівнянням:

$$f(t) = \frac{t}{\sigma_0^2} e^{-\frac{t^2}{2\sigma_0^2}} . \quad (1.14)$$

При аналізі багатьох випадкових дискретних процесів користуються розподілом Пуассона. Імовірність появи числа подій  $x = 1, 2, 3 \dots$ , в одиниці часу виражається законом Пуассона (рис. 1.7) [12]:

$$P(x) = \frac{m^x}{x!} e^{-m} = \frac{(\lambda t)^x}{x!} e^{-\lambda t} , \quad (1.15)$$

де  $x$  - число подій за даний відрізок часу;

$\lambda$  - щільність, тобто середнє число подій за одиницю часу;

$\lambda t$  - Середнє число подій за час  $t$ ,  $\lambda t = m$ .

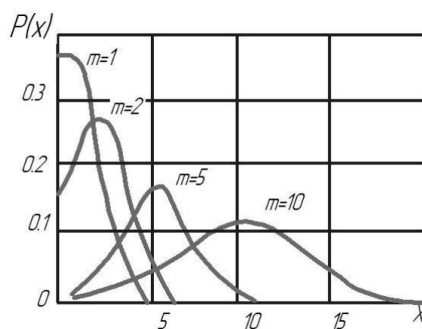


Рисунок 1.7. Загальний вигляд кривої розподілу Пуассона.

Розподіл Пуассона відносять до рідкісних подій, тобто  $P(x)$  ймовірність того, що подія в період якогось випробування станеться  $x$  разів при дуже великому числі вимірів  $m$ . Для закону Пуассона дисперсія дорівнює математичному очікуванню числа настання події за час  $t$ , тобто  $\sigma^2 = m$ .

Досліджуючи процеси, пов'язані з поступовим зниженням параметрів (погіршення властивостей матеріалів у часі, деградація конструкцій, процеси старіння, зносіві відмови в машинах та ін.), застосовують закон гамма-розподілу (рис. 1.8) [8] і (рис. 1.9; рис. 1.10) [16]. Для цього закону розподілу маємо:

$$F(t) = \int_0^t \frac{\lambda \eta}{\Gamma(\eta)} \tau^{\eta-1} e^{-\lambda \tau} d\tau , \quad (1.16)$$

де  $\eta$  - параметр форми;  $\lambda$  - параметр масштабу.

$$f(t) = \frac{\lambda^\eta}{\Gamma(\eta)} t^{\eta-1} e^{-\lambda t} , \quad t \geq 0, \quad \eta > 0, \quad \lambda > 0, \quad (1.17)$$

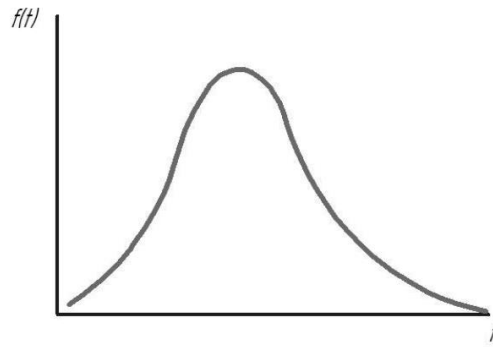


Рисунок 1.8. Загальний вид кривої розподілу.

Якщо  $\eta$  - ціле число, то шляхом послідовного інтегрування по частинах можна показати, що:

$$F(t) = \sum_{k=\eta}^{\infty} \frac{(\lambda t)^k \exp(-\lambda t)}{k!}; \quad (1.18)$$

$$P(t) = 1 - F(t) = \sum_{k=0}^{\eta-1} \frac{(\lambda t)^k \exp(-\lambda t)}{k!}; \quad (1.19)$$

$$h(t) = \frac{f(t)}{P(t)} = \frac{\frac{\lambda^\eta}{\Gamma(\eta)} t^{\eta-1} e^{-\lambda t}}{\sum_{k=0}^{\eta-1} \frac{(\lambda t)^k \exp(-\lambda t)}{k!}}; \quad (1.20)$$

$$f(t) = \frac{\lambda^\eta}{\Gamma(\eta)} t^{\eta-1} e^{-\lambda t} \quad (1.21)$$

Гамма-розподіл може також використовуватися для опису часу до  $n$ -ої відмови системи, якщо вихідне розподілу напрацювання до відмови є експоненціальним. Це означає, що якщо випадкова величина  $x_i$  має експоненціальний розподіл з параметром  $\theta = 1 / \lambda$ , то випадкова величина  $t = x_1 + x_2 + \dots + x_n$  має гамма-розподіл з параметрами  $\lambda$  і  $n$ .

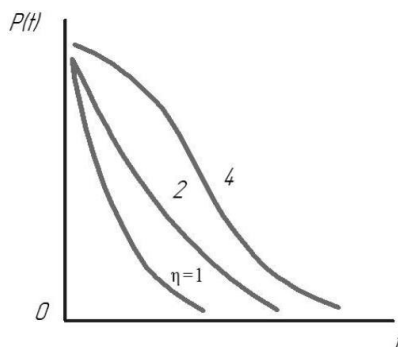


Рисунок 1.9. Ймовірність безвідмовної роботи при гамма-розподілі напрацювання до відмови ( $\lambda=1$ ).

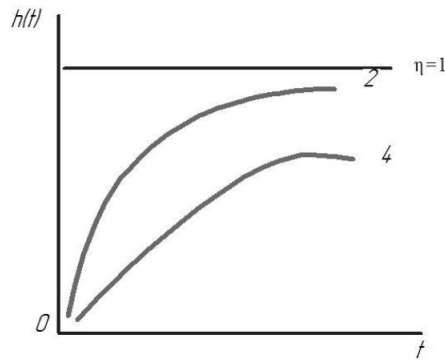


Рисунок 1.10. Інтенсивність відмов при гамма-розподілі напрацювання до відмови, ( $\lambda=1$ )

Складною з практичної точки зору проблемою є вибір закону розподілу наробітку до відмови. Без великого обсягу результатів випробувань важко визначити, який саме розподіл підійде найкраще для даного конкретного випадку [12-15].

Проаналізовані закони розподілу, зазвичай, забезпечують хорошу відповідність експериментальним даним в середній частині області випадкових величин, однак вони відрізняються один від одного в зоні великих відхилень.

#### **1.4. Метод розпізнавання образів - новий спосіб діагностування дизелів**

Аналіз законів розподілу показав, що для діагностування і прогнозування залишкового ресурсу автотракторних дизелів, при використанні будь-якого з них, необхідно проведення великого обсягу випробувань.

У той же час метод малих відхилень дозволяє, при визначенні багатофакторності зв'язків параметрів, помітно скоротити обсяг обчислювальної роботи, забезпечуючи достатньо високу точність результатів [17, 18, 21-33, 41, 42].

Реальною можливістю оптимізувати рішення завдання діагностування технічного стану та прогнозування залишкового ресурсу дизеля є використання спільно теорії розпізнавання образів і теорії малих відхилень.

Теорія розпізнавання образів являє собою спробу систематичного вивчення однієї з класичних проблем прикладної математики: як можна, спираючись на деяку обмежену, неповну, імовірнісну інформацію про об'єкт, систему або процес, сформулювати уявлення про його внутрішню структуру, встановити, чи має він певний набір властивостей, отримати прогноз його поведінки та інші.

Розпізнавання являє собою завдання перетворення вхідної інформації, у якості якої розглядаються деякі параметри, ознаки розпізнаних образів у вихідну, що представляє собою висновок про те, до якого класу відноситься розпізнаний образ.

Побудову і функціонування систем розпізнавання образів пов'язано з накопиченням і аналізом апріорної інформації. Системи розпізнавання можна підрозділити на прості і складні залежно від того, фізично однорідна або неоднорідна інформація використовується для опису розпізнаваних об'єктів, чи мають ознаки єдину або різну фізичну природу. Можлива класифікація систем розпізнавання об'єктів і явищ показана на (рис. 1.11).

Прості системи являють собою автоматичні пристрої, що використовуються для розпізнавання образів за їх ознаками, які мають єдину фізичну природу. Наприклад, плунжерна пара паливного насоса. В якості ознак, застосовуваних для опису класів придатних і непридатних плунжерних пар можна взяти величину гідравлічної щільності.

У діагностиці дизеля, в яких як ознак можуть бути численні фактори, наприклад, температура води і мастила, дані аналізу його характеристик і паливної системи тощо, використовуються складні системи розпізнавання образів.

Якщо в якості принципу класифікації використовувати спосіб отримання апостеріорної інформації, то складні системи можна підрозділити на однорівневі та багаторівневі.

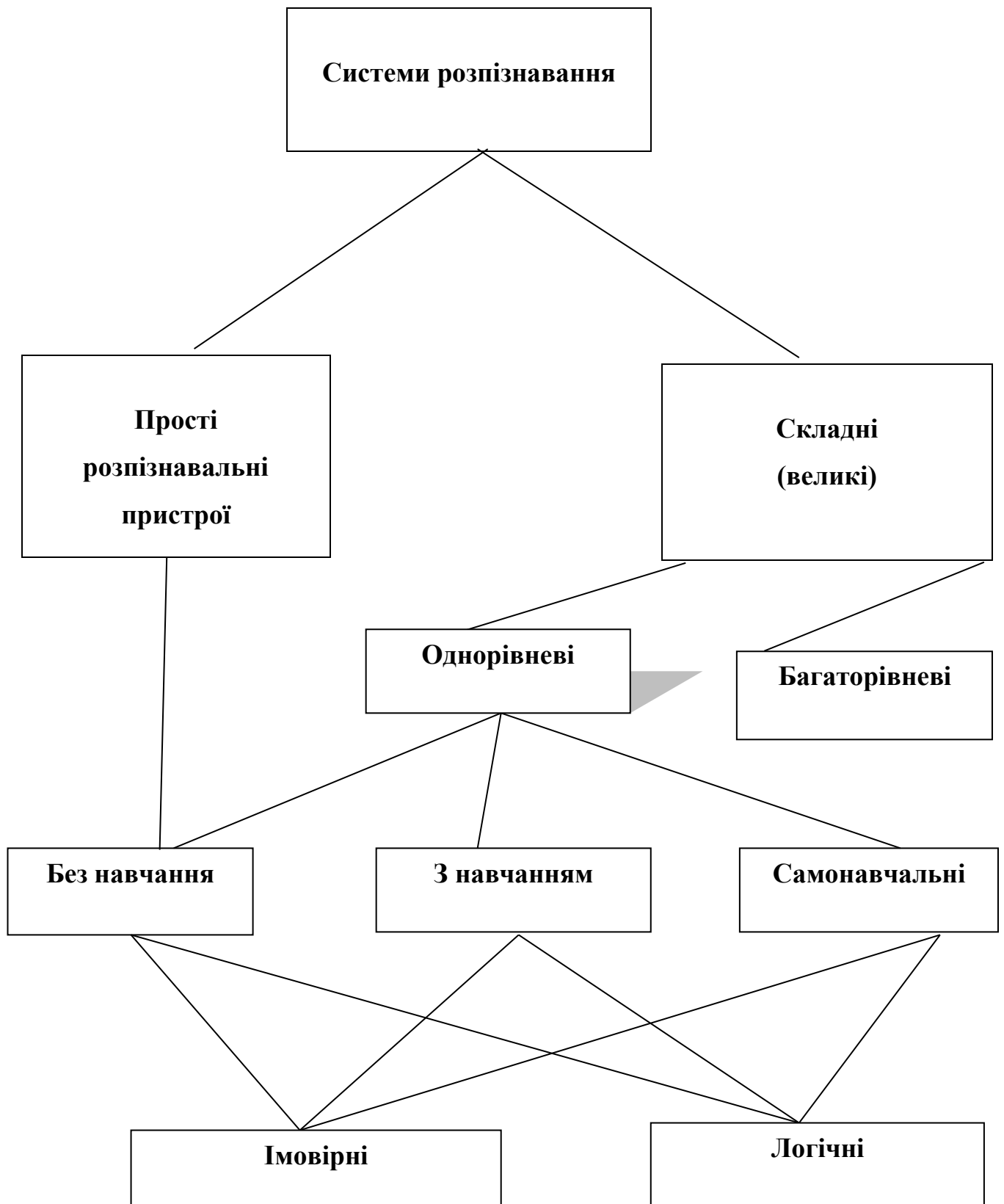


Рисунок 1.11. Класифікація систем розпізнання образів.

В однорівневих складних системах апостеріорна інформація про ознаки знайдених об'єктів визначається прямими вимірами безпосередньо на основі обробки результатів експериментів.

У багаторівневих складних системах апостеріорна інформація про ознаки визначається на основі непрямих вимірювань.

При наявності повного первісної апріорної інформації використовується система розпізнавання образів без навчання.

Використання методів навчання для побудови систем розпізнавання необхідно у разі, коли відсутня повна первісна апріорна інформація.

У тому випадку, коли провести класифікацію об'єктів або неможливо, або з тих чи інших міркувань недоцільно, а число класів заздалегідь невідомо (або число класів заздалегідь відомо, але навчальна вибірка не дана), тоді єдиний шлях формування системи розпізнавання - застосування методів самонавчання [32].

Імовірнісні системи для побудови алгоритмів розпізнавання використовують імовірнісні методи розпізнавання, засновані на теорії статистичних рішень. Тут передбачається наявність імовірнісних залежностей між ознаками розпізнаваних образів і класами, до яких вони належать.

Логічні системи для побудови алгоритмів розпізнавання образів використовують логічні методи, засновані на дискретному аналізі.

Важливою складовою частиною проблем, що виникають при розпізнанні образів у техніці, є оцінювання параметрів.

Завдання оцінки параметрів, що відноситься до класичних задач математичної статистики, може бути вирішена різними способами. Загальноприйнятими методами є оцінка максимальної правдоподібності і баєсова оцінка.

Щоб вирішити технічні проблеми, що виникають в розпізнаванні образів, часто використовуються сімейства параметричних функцій розподілу, такі як нормальні і поліноміальні.

Наприклад, ми розбили множину зразків  $\chi\{x_1, \dots, x_n\}$  на класи  $\Omega_1, \dots, \Omega_n$ , причому зразки у кожному класі  $\chi_i$  отримані незалежно відповідно до імовірнісних законом щільності розподілу  $P(x|y_i)$  де  $y_i$  - ознаки об'єктів (зразків),  $\chi$  - скалярна величина,  $x$  - векторна величина.

Так як щільність  $P(x|y_i)$  задана у відомій параметричній формі, отже, вона однозначно визначається вектором параметрів  $\theta_i$ . Щоб чітко висловити залежність  $P(x|y_i)$  від  $\theta_i$ , запишемо  $P(x|y_i)$  у вигляді  $P(x|y_i, \theta_i)$ . Будемо вважати  $\theta_i$  звичайним параметром при аналізі по максимуму правдоподібності і випадкової змінної при баєсовому аналізі.

Завдання полягає у використанні інформації, одержуваної з зразків, для задовільної оцінки векторів параметрів  $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$ . Так як зразки отримані незалежно, маємо [12]:

$$P(x|\theta) = \prod_{k=1}^n P(X_k|\theta). \quad (1.22)$$

Розглянута як функція від  $\theta$ , щільність  $P(x|\theta)$  називається правдоподібністю величини  $\theta$  щодо даної множини зразків. Оцінка за максимуму правдоподібності величини  $\theta$  є по визначенню така величина  $\hat{\theta}$ , при якій щільність  $P(x|\theta)$  максимальна (рис. 1.12) [12].

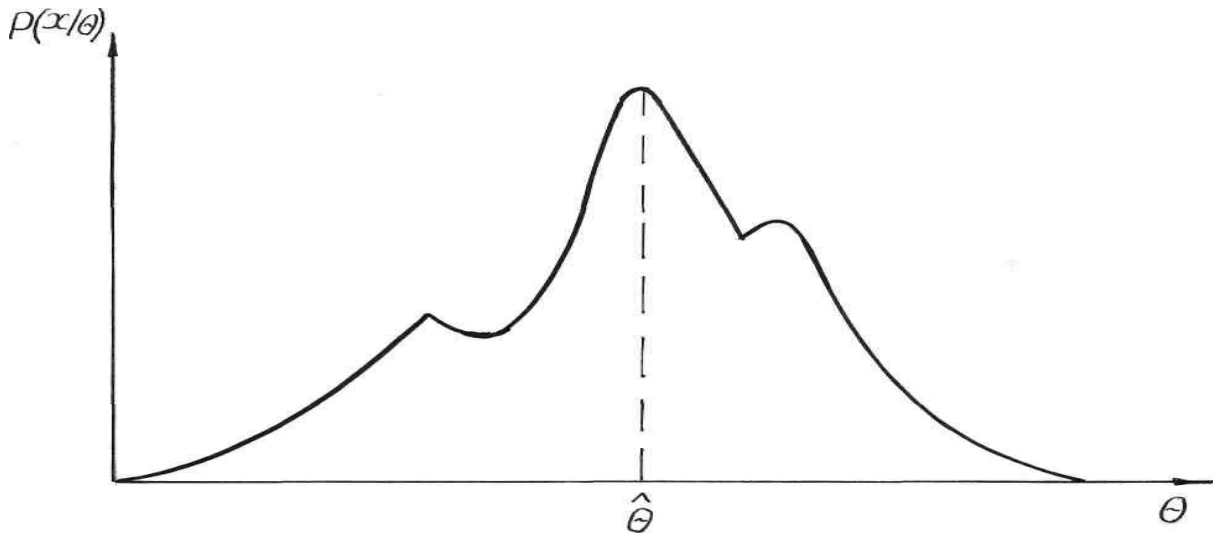


Рисунок 1.12. Оцінка по максимуму правдоподібності для параметра.

Для аналізу зручніше мати справу з логарифмом правдоподібності, ніж із самою його величиною, тоді:

$$P(X_1, X_2, \dots, X_n | \Theta) = \ln \prod_{k=1}^n P(X_k | \Theta) \quad (1.23)$$

Якщо  $(\Theta)$  і задовольняє умові:

$$P(X_n | \Theta) \geq P(\dot{X}_n | \Theta) \quad (1.24)$$

для всіх  $\Theta$ ,  $(\Theta)_n$ ,  $\Theta^*$  належать до параметричного простору, то  $(\Theta)_n$  - оцінка максимальної правдоподібності оцінювання моделей побудови (ОМП)  $\Theta^*$ . Тут  $\dot{X}$  - послідовність  $n$  векторів  $\dot{X}_n = [X_1, X_2, \dots, X_n]$ ,  $\Theta^*$  - оптимальний параметр (\* - використовується для позначення істинного значення параметра).

У багатьох випадках обчислення  $(\Theta)_n$  зводиться до розв'язання рівнянь:

$$\frac{\partial}{\partial \theta_i} \ln P(\dot{X}_n | \Theta) = 0, i = 1, 2, \dots, n; \quad (1.25)$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta_i^2} \ln P(\dot{X}_n | \Theta) < 0, i = 1, 2, \dots, n; \quad (1.26)$$

Використовуючи градієнт  $\nabla_{\Theta}$  щодо  $\Theta$ , (1.25) можна записати в такій еквівалентній формі:

$$\nabla_{\Theta} \ln P(\dot{X}_n | \Theta) = \left[ \frac{\partial \ln P(\dot{X}_n | \Theta)}{\partial \theta_1}, \dots, \frac{\partial \ln P(\dot{X}_n | \Theta)}{\partial \theta_n} \right] = 0. \quad (1.27)$$

Таким чином сукупність умов, необхідних для визначення розподілу оцінки по максимуму правдоподібності величини  $\Theta$  може бути отримана з рішення системи  $n$  рівнянь  $\nabla_{\Theta} \ln P(\dot{X}_n | \Theta) = 0$

У загальному випадку, коли невідомі як середнє значення вибірок  $\mu$ , так і коваріаційна матриця  $\Sigma$ , які утворюють компоненти параметричного вектору  $\Theta$ , оцінка по максимуму правдоподібності для  $\mu$  і  $\Sigma$  дається виразами [12]:

$$\hat{\mu} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n X_k \quad (1.28)$$

$$\hat{\Sigma} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (X_k - \hat{\mu})(X_k - \hat{\mu})^t \quad (1.29)$$

З аналізу виразів (1.28) і (1.29) випливає, що оцінка по максимуму правдоподібності для середнього значення вектору - це вибіркоче середнє. Оцінка по максимуму правдоподібності для коваріаційної матриці - це середнє арифметичне  $n$  матриць  $(X_k - \hat{\mu})(X_k - \hat{\mu})^t$ .

Оцінка максимальної правдоподібності пов'язана з стохастичною апроксимацією. Припустимо, що  $X_1, X_2, \dots, X_n$  являє собою  $n$  параметрично



умовно незалежних і однаково розподілених векторів з щільністю ймовірності  $P(X|\Theta^*)$ . Нехай  $\beta(x, \Theta)$  - випадковий вектор, що залежить від випадкового вектора  $x$  і фіксованого вектору параметрів  $\Theta$ . Для любого вектору  $\Theta^*$  в параметричному просторі  $\beta$  визначимо:

$$\begin{aligned}\beta_1 &= \nabla_{\theta} \ln P(X_1|\Theta); \\ \beta_2 &= \nabla_{\theta} \ln P(X_2|\Theta); \\ \beta_3 &= \nabla_{\theta} \ln P(X_3|\Theta); \\ \beta_n &= \nabla_{\theta} \ln P(X_n|\Theta);\end{aligned}\tag{1.30}$$

Оцінка регресії,  $\rho(\Theta, \Theta^*)$  випадкового вектору  $\beta(X, \Theta)$  визначається як:

$$(\rho(\Theta))_n = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \nabla_{\theta} \ln P(X_k|\Theta).\tag{1.31}$$

На практиці для конкретної задачі  $\rho(\Theta, \Theta^*)$  невідомо, тому що невідомо  $\Theta^*$ . Однак для цього завдання повинна бути визначена функціональна форма  $\rho(\Theta, \Theta^*)$  яка у свою чергу, визначається видом  $\beta(X, \Theta)$  і  $P(X|\Theta)$ . Використовуючи вибірки  $\beta(X_1, \Theta)$ ,  $\beta(X_2, \Theta)$ , ...,  $\beta(X_n, \Theta)$ , можна побудувати оцінку  $(\rho(\Theta))$ .

Завжди бажано замінити вибірку  $X_1, X_2, \dots, X_n$  такою статистикою або оцінкою, щоб її "складність" не зростала з збільшенням  $n$ . Якщо при цьому дисперсія оцінки параметра не збільшується, то така заміна виправдана.

Нехай  $X_1, X_2, \dots, X_n$  - параметрично умовно незалежні і однаково розподілені випадкові вектори з густиною ймовірності  $P(x|\Theta^*)$ . Статистика  $K_1$  називається достатньою для оцінювання  $\Theta^*$ , якщо при будь-яких інших  $(n-1)$  - х статистиках,  $K_2, K_3, \dots, K_n$  умовна щільність імовірності  $f(K_2, K_3, \dots, K_n|K_1)$  не залежить від  $\Theta^*$ .

Сутність баєсової класифікації закладена в розрахунку апостеріорних ймовірностей  $P(y_i|x)$ . При баєсовому оцінюванні так само, як і при оцінюванні моделей побудови (ОМП), вектор  $\Theta$  розглядається як невідомий вектор параметрів. Однак істотна відмінність полягає в тому, що при баєсовому оцінюванні апостеріорна щільність ймовірності  $P(\Theta|X_n)$  обчислюється для всіх точок  $\Theta$  параметричного простору.

Баєсове правило дозволяє обчислювати апостеріорні вірогідності  $P(Y_i|X)$  по апіорній ймовірності  $P(Y_i)$  і умовним по класу щільностям  $P(X|Y_i)$ . Якщо величини  $P(Y_i)$  і  $P(X|Y_i)$  невідомі, то необхідно обчислити  $P(Y_i|X)$ , використовуючи всю інформацію, яка є в розпорядженні. Частина цієї інформації може бути апіорною, як, наприклад, знання про вид невідомих функцій щільності і діапазонах значень невідомих параметрів. Частина цієї інформації може міститися в множині вибірок  $X$ .

$$P(Y_i|X, x) = \frac{P(X|Y_i, x)P(Y_i|x)}{\sum_{k=1}^n P(X|Y_k, x)P(Y_k|x)} \quad (1.32)$$

Це рівняння означає, що ми можемо використовувати інформацію, отриману з вибірок, для визначення як умовних по класу щільності, так і апіорних ймовірностей.

В тому випадку, якщо дійсні значення апіорних ймовірностей відомі, так що  $P(Y_i|x) = P(Y_i)$  що Баєсове правило спрощується і має наступний вигляд:

$$P(Y_i|X, x) = \frac{P(X|Y_i, x_i)P(Y_i)}{\sum_{k=1}^n P(X|Y_k, x_k)P(Y_k)} \quad (1.33)$$

Рівняння (1.33) дозволяє розглянути кожен клас окремо, використовуючи для визначення  $P(X|Y_i, x)$  тільки вибірки із  $x_i$ . Крім того, так як кожен клас може розглядати незалежно, можна відмовитися від непотрібних відмінностей класів і спростити запис.

Можна встановити зв'язок баєсового оцінювання з стохастичною апроксимацією. Для будь якого вектору  $\Theta$  в параметричному просторі  $\beta$  визначимо:

$$\begin{aligned} \beta_1 &\triangleq \ln P(X_1|\Theta) = \beta(X_1, \Theta); \\ \beta_2 &\triangleq \ln P(X_2|\Theta) = \beta(X_2, \Theta); \\ \beta_n &\triangleq \ln P(X_n|\Theta) = \beta(X_n, \Theta); \end{aligned} \quad (1.34)$$

і дамо оцінку:

$$(\rho(\Theta)) = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \beta_k = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \ln P(X_k|\Theta), \quad (1.35)$$

яка є оцінкою функції:

$$\rho(\theta, \theta)^* = \int \ln P(X|\theta)P(X|\theta)dX \quad (1.36)$$

Баєсовий підхід вимагає побудови оцінки виду (1.35) для кожної точки  $\theta$  параметричного простору. Це показує одну із сторін спільності баєсового підходу та обмеженості стохастичної апроксимації.

Таким чином, головне завдання баєсового навчання можна сформулювати наступним чином: потрібно визначити  $P(X|x)$  використовуючи множину  $x$  вибірок, узятих незалежно, згідно з фіксованим, але невідомим імовірнісним законом  $P(x)$ .

Якість класифікації залежить від точності наявних відомостей. Перше завдання, зване попередньою обробкою або виділенням ознак, є складним, воно зазвичай не має простого математичного опису.

Крім завдання виділення ознак розробляються алгоритми для аналізу і класифікації векторів при навчанні як з учителем, так і без вчителя (при самонавчанні).

Різниця класифікації при навчанні з учителем і самонавчанні пов'язано з кількістю наявної апріорної інформації.

Таким чином, основними методами обробки апріорної інформації в системах розпізнавання образів є: без навчання, з навчанням і з самонавчанням. У кожному з названих систем об'єм первісної апріорної інформації різний: в системі розпізнавання без навчання конкретних об'єктів або явищ він більше, ніж у навчальній системі розпізнавання тих самих об'єктів, а в останній більше, ніж у самонавчальній системі розпізнавання. Ця обставина і зумовлює існування різних методів обробки вихідної апріорної інформації, мета якої - опис класів об'єктів мовою словника ознак [33-39].

Підводячи підсумки аналізу систем і методів розпізнавання, робимо висновок, що для побудови складних систем розпізнавання потрібне рішення ряду теоретичних і практичних завдань:

1. Розбиття множини об'єктів на класи (складання алфавіту класів).

2. Вибору в умовах обмежень простору ознак і описання мовою ознак класів об'єктів або шляхом неопосередкованої обробки вихідної апріорної інформації, або на основі методів навчання або самонавчання.

3. Розробки методів і алгоритмів рішення задачі розпізнавання образів та обробки інформації.

4. Розробки методів і алгоритмів оптимізації процесів розпізнавання образів у системі.

5. Оцінки ефективності системи розпізнавання в різних режимах її функціонування та інш.

Тільки на шляху комплексного розгляду всієї сукупності названих завдань можливий конструктивний підхід до побудови реальних систем розпізнавання образів.

### **1.5. Розпізнавання параметрів, які впливають на швидкість зношування деталей двигуна**

В умовах експлуатації автотракторні дизелі працюють на різних швидкісних режимах. При підвищенні швидкісного режиму зростає кількість тепла, що вноситься в двигун в одиницю часу і збільшується напруга деталей. Зі збільшенням частоти обертання вала зростає циклова подача палива, а у зв'язку зі скороченням часу на процеси робочого циклу дизеля погіршується очищення циліндрів, в результаті горіння переноситься на лінію розширення. Це викликає підвищення температури відпрацьованих газів і сприяє зростанню температури деталей робочого циліндра. При цьому можливе підвищення динамічних показників робочого циклу: максимального тиску  $P_z$  і швидкості наростання тиску  $dp/d\phi$ .

В умовах швидкісних характеристик дизеля на номінальному навантажувальному режимі при підвищенні частоти обертання швидкість зношування  $tga$ , умовна швидкість зношування  $tga/Ne$  зростають.

При зниженні частоти обертання після досягнення мінімуму швидкість зношування може зростати у зв'язку з погіршенням гідродинамічного режиму мащення [28-32].

Перебіг робочого процесу автотракторних дизелів в несталих режимах істотно відрізняється від робочого процесу в сталих режимах. Інерційні явища впливають на вихідні параметри. У несталих режимах змінюються наповнення, паливоподача, характер тепловиділення і теплопередачі; зростає динамічне навантаження циклу; менш сприятливим стає гідродинамічний режим роботи системи мащення, включаючи очищення мастила та інш.

Механізми і деталі дизеля, що працює на неустановлених навантаженнях, знаходяться в менш сприятливих умовах (з точки зору зносу) порівняно з встановленими режимами.

Зростання динамічних показників циклу, невідповідність показників роботи системи мащення вимог режиму, погіршення умов очищення мастила призводять до того, що в першому випадку зносостійкість деталей циліндро - поршневої групи кривошипно-шатунного механізму знижується.

Комплексний вплив режимних та експлуатаційних факторів на знос дизеля можна уявити деякою функціональною залежністю:

$$\frac{tg\alpha}{tg\alpha_n} = f(N_e, P_z, Q_{\phi}, P_{\phi}, \Theta, t_v, t_r, P_m, N_{en}, P_{zn}, Q_{\phi n}, P_{\phi n}, \Theta_n \dots), \quad (1.37)$$

де  $N_e$  - ефективна потужність, кВт ;

$P_z$  - максимальний тиск робочого циклу, МПа ;

$Q_{\phi}$  - циклова подача палива, мм<sup>3</sup>/цикл ;

$P_{\phi}$  - тиск впирскування форсунки, МПа ;

$\Theta$  - кут випередження подачі палива в циліндр, град. п. к. в;

$t_v$  - температура охолоджуючої води, °С,

$t_r$  - температура вихлопних газів, °С,

$P_m$  - тиск мастила в системі, МПа;

$N_{en}, P_{zn} \dots$  - номінальні величини.

Таким чином, на інтенсивність зносу дизеля (а значить і на надійність і довговічність) впливає безліч факторів, вплив яких можна представити функцією в загальному вигляді:

$$U = F(X), \quad (1.38)$$

де  $U = \{u_1, u_2, \dots, u_j\}$  - один з вихідних параметрів дизеля (наприклад, інтенсивність зношування, умовна питома швидкість спрацьовування);

$X = \{x_1, x_2, \dots, x_i\}$  - діючі фактори (наприклад, навантаження дизеля, кут випередження подачі палива та інш.).

Для дослідження факторів, що впливають на інтенсивність зношування дизеля та, що визначають його ресурс, методом розпізнавання образів, необхідно виділити найбільш інформативні (корисні) ознаки, вивчаючих образів. Однак дотепер відсутня відповідна формальна постановка цього завдання. У неформальних постановках завдання визначення інформативних ознак переслідує :

- 1) зменшення до мінімуму кількості необхідних для опису класів ознак без суттєвого збільшення ймовірності помилки розпізнавання;
- 2) можливість використання відносно простих алгоритмів розпізнавання;
- 3) зменшення ймовірності помилки розпізнавання.

До побудови ефективної системи ознак може бути два підходи.

Перший підхід полягає в тому, що з самого початку береться установка на відшукування малого числа ознак великий інформативності. Проте, всі використовувані при цьому методи досі засновані на евристиці та емпіриці, тобто, вибір ознак визначається інтуїцією, досвідом і уявою дослідника [37].

Другий підхід полягає в тому, що з великого числа первинних ознак згідно деякого критерію ефективності ознак відбирають як можна менше число найбільш корисних для розпізнавання образів.

В даний час загальновизнано, що визнання складних вхідних ситуацій найбільш доцільно проводити на основі їх відносного описання (описання в просторі ознак).

Якщо маємо одновимірну нормальну щільність розподілу:

$$P(x | \mu) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma}} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{x-\mu}{\sigma}\right)^2\right], \quad (1.39)$$

тоді вона повністю визначається двома параметрами - середнім значенням  $\mu$  і дисперсією  $\sigma^2$ ,

$$P(x) \propto N(\mu, \sigma^2),$$

а це означає, що величина  $X$  розподілена нормально зі середнім значенням  $\mu$  і дисперсією  $\sigma^2$ .

Багатовимірна нормальна щільність розподілу в загальному вигляді (при  $\mu$  невідомо) представлено виразом:

$$P(x | \mu) = \frac{1}{(2\pi)^{d/2} |\Sigma|^{1/2}} \exp\left[-\frac{1}{2}(x - \mu)^t \Sigma^{-1} (x - \mu)\right], \quad (1.40)$$

і повністю визначається  $d+d(d+1)/2$  параметрами-елементами вектора середнього значення  $\mu$  і незалежними елементами коваріаційної матриці  $\Sigma$ , де  $X \in d$  - компонентний вектор-стовпчик,  $\mu \in d$  - компонентний вектор середнього значення,  $\Sigma$  - коваріаційна матриця розміру,  $d \times d$ ,  $(x - \mu)^t$  - транспонований вектор  $x - \mu$ ,  $\Sigma^{-1}$  - матриця, зворотня  $\Sigma$ , а  $|\Sigma|$  - детермінант матриці  $\Sigma$ . Коваріаційна матриця завжди симетрична.

Якщо невідомі  $\Sigma^{-1}$ , а  $\mu$  відомо, маємо:

$$P(x | \Sigma^{-1}) = \frac{|\Sigma^{-1}|^{1/2}}{(2\pi)^{d/2}} \exp\left[-\frac{1}{2}(x - \mu)^t \Sigma^{-1} (x - \mu)\right]. \quad (1.41)$$

У випадку, якщо невідомі  $\mu$  і  $\Sigma^{-1}$ , маємо:

$$P(x | \mu, \Sigma^{-1}) = \frac{|\Sigma^{-1}|^{1/2}}{(2\pi)^{d/2}} \exp\left[-\frac{1}{2}(x - \mu)^t \Sigma^{-1} (x - \mu)\right], \quad (1.42)$$

$$P(x) \propto N(\mu, \Sigma).$$

Вибірки нормально розподіленої випадкової величини мають тенденцію потрапляти в одну область або кластер (рис. 1.13). Центр кластера визначається вектором середнього значення, а форма - коваріаційною матрицею. Зі співвідношення (1.40) слідує, що точки постійної щільності утворюють гіпереліпсоїди, для яких квадратична форма  $(x - \mu)^t \Sigma^{-1} (x - \mu)$  постійна. Головні осі цих гіпереліпсоїдів задаються власними векторами  $\Sigma$ , причому довжини осей визначаються власними значеннями:

$$r^2 = (x - \mu)^t \Sigma^{-1} (x - \mu) \quad (1.43)$$

Величину називають квадратичною відстанню від  $x$  до  $\mu$ . Лінії постійної щільності являють собою гіпереліпсоїди постійної відстані до  $\mu$ . Об'єм цих гіпереліпсоїдів служать мірою розкиду вибірок щодо середнього значення.

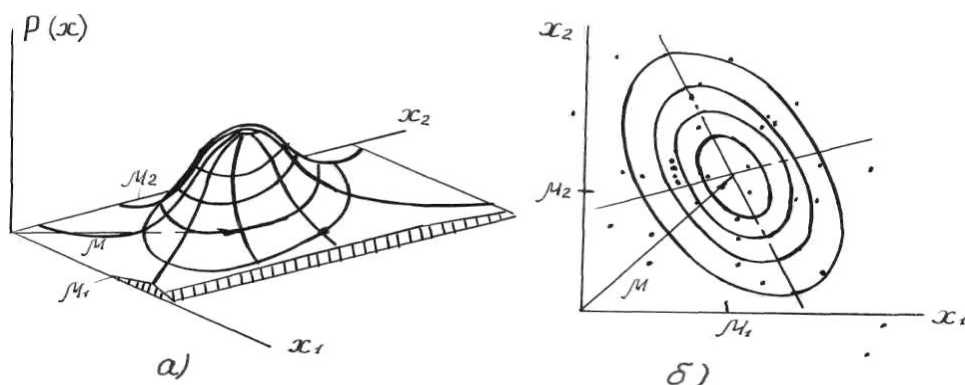


Рисунок 1.13. Подання нормальної щільності: а - у вигляді функції двох змінних; б - на діаграмі розкиду.

Для розпізнавання образів, що впливають на технічний стан дизеля в процесі експлуатації, слід насамперед провести детальний аналіз всієї доступної інформації про зношування дизеля і визначити, до якого класу можна віднести той або інший образ.

Як принципу класифікації (поділ на класи) в даному випадку можна використовувати характер роботи дизеля, залежить від технічного стану його систем і механізмів. В результаті можна виділити наступні класи:  $\Omega$  - дизель несправний;  $\Omega 1$  - несправна система живлення;  $\Omega 2$  - несправна система мащення;  $\Omega 3$  - несправна система охолодження;  $\Omega 4$  - несправний кривошипно-шатунний механізм;  $\Omega 5$  - несправний газорозподільний механізм.

Після цього слід визначити, за допомогою яких параметрів або ознак можна описати виділені класи, а потім з отриманого переліку виключити ті ознаки, щодо яких не представляється можливим визначити їх значення стосовно кожного класу.



Далі у відповідності з технічними можливостями засобів спостереження за роботою дизеля (випробувальні стенди, діагностичні установки і прилади, лазери та інш.) з отриманого переліку ознак треба виділити ті ознаки, які можуть бути реально визначені (наприклад, димність вихлопу, токсичність газів, витрата палива і мастила, температурний режим і інш.). На основі апріорних даних слід описати мовою обраних ознак кожен клас несправностей.

В даному випадку одні ознаки мають якісний характер (димність вихлопу, гучність роботи, якість розпилу палива), інші - кількісний (витрата палива і мастила, величина потужності й крутного моменту). Тому, в описі класів повинні міститися відомості про те, властиві або не властиві класу ті чи інші ознаки якісного характеру, так і про можливі діапазони або закони розподілів значень ознак, які мають кількісні вирази, для кожного класу.

Однак, безпомилково визначити за наведеними вище тільки якісними ознаками, яка система або механізм дизеля вийшли з ладу, неможливо, так як випадкові значення одних і тих же ознак розподілені по всіх класах об'єктів (дизелів). Тому, рішення про приналежність розпізнаного об'єкту (дизеля) до того чи іншого класу може прийматися тільки на підставі конкретних значень ознак даного об'єкту (дизеля), визначених у результаті проведення відповідних досліджень (табл. 1.2). Ознаки, отримані досвідченим шляхом, відносяться до імовірнісних ознак.

Ознаки розпізнаваних образів (дизелів) слід розглядати як імовірнісні та у випадку, якщо вимірювання їхніх числових значень проводиться з такими помилками, що за результатами вимірів неможливо з повною впевненістю сказати, яке чисельне значення прийняла дана величина.

При розпізнаванні образів можуть зустрічатися ознаки абсолютно даремні при вирішенні задачі розпізнавання, або дуже мало корисні (хоча про данні ознаки може бути достатній об'єм апріорних даних). Такі ознаки відносяться до малоінформативних, не володіє достатніми розділовими властивості та їх якість незадовільна.

Наприклад, маємо дві плунжерні пари паливного насосу, необхідно визначити, до якого класу їх слід віднести ( $\Omega_1^1$  – плунжерна пара працездатна або  $\Omega_1$  – плунжерна пара непрацездатна).

Після класифікації виникає питання які ознаки плунжерних пар слід використовувати при побудові системи розпізнавання. Плунжерна пара може бути охарактеризована наступними ознаками: станом робочої поверхні плунжера і втулки, величиною зазору між плунжером і втулкою, свободою руху плунжера у втулці, величиною гідравлічної щільності. Оскільки перевірка плунжерних пар на практиці повинна бути якомога доступніше дешевше (використовувати мінімум приладів) і не займати багато часу, друга ознака використовувати недоцільно. Таким чином, залишаються три ознаки: стан робочої поверхні плунжера і втулки –  $y_1$ , вільний рух плунжера у втулці -  $y_2$ , величина гідравлічної щільності -  $y_3$ .

Складемо таблицю значень ознак  $y_1, y_2, y_3$  для класів  $\Omega_1^1$  і  $\Omega_1$  (табл.1.2).

Таблиця 1.2 - Параметричні значення ознак

Ознаки	Клас $\Omega_1$	Клас $\Omega_1^1$
$y_1$	Риски на робочій поверхні плунжера і втулки	Риски відсутні
$y_2$	Рух вільний	Рух вільний
$y_3$	$t = 40$ с	$t = 15$ с

Із (табл. 1.2) видно, що ознака  $y_2$  не володіє розділовими властивостями і її використання в системі розпізнавання образів марне, а ознака  $y_3$  якісніше, ніж ознака  $y_1$  (рисок може і не бути, а плунжерна пара все одно буде непридатна для подальшої експлуатації). Значить при побудові системи розпізнавання образів у цьому випадку доцільно використовувати тільки ознаку  $y_3$ .

У тому випадку, коли між ознаками об'єктів  $y_i$  та класами  $\Omega_i$ , до яких вони можуть бути віднесені, та існує ймовірнісний зв'язок, побудова

алгоритмів розпізнавання образів може бути заснована на результатах теорії статистичних рішень. При повній вихідній апріорній інформації ці результати можуть бути використані безпосередньо без навчання, а при неповній вихідній інформації ці результати можуть бути використані лише шляхом реалізації процедури навчання або самонавчання.

Побудова системи розпізнавання образів без навчання можливо, якщо апріорно відомі вигляд і параметри умовних по класу щільності розподілу ймовірностей  $P(x|y_i)$ , функції  $P(\Omega_i)$ , а також розрахункова матриця.

$$\left\| \left\| c \right. \right\| = \left\| \begin{array}{c} c_{11}, c_{12}, \dots, c_i \\ c_i, c_2, \dots, c \end{array} \right\| \quad (1.44)$$

Побудова систем розпізнавання без навчання можливо також і за умови, якщо об'єм вихідної апріорної інформації дозволяє безпосередньою обробкою вихідних даних визначити ці функціональні залежності з точністю, що забезпечує рішення задач розпізнавання образів з заданою можливістю помилкових рішень.

Припустимо, що вектор ознак  $X = \{x_1, \dots, x_n\} \in d$  - компонентна векторна величина, а  $P(x|y_i)$  є функцією умовної щільності розподілу випадкової величини  $X$ . Тоді апостеріорна ймовірність  $P(y_i | x)$  може бути обчислена з  $P(x|y_i)$  за допомогою баєсового правила:

$$P(y_i | x) = \frac{P(x|y_i)P(y_i)}{P(x)}, \quad (1.45)$$

де  $P(x) = \sum_{i=1}^c P(x | y_i)P(y_i)$ ;

$P(y_i)$  - апріорна ймовірність;  $c$  - кількість класів.

Якщо поточне технічний стан дизеля є  $y_i$ , а рішення приймається  $\beta_j$ , то мають місце втрати  $\lambda(\beta_j | y_i)$ . Відповідно до термінології теорії рішень, очікувані втрати називаються ризиком, а  $R(\beta_j | x)$  умовним ризиком:

$$R(\beta_j | x) = \sum_{i=1}^c \lambda(\beta_j | y_i)P(y_i | x), \quad (1.46)$$

Для мінімізації загального ризику, що виражається формулою:

$$R = \int R(\beta(x) | x)P(x)dx, \quad (1.47)$$

потрібно обчислити умовний ризик для  $j=1, \dots, n$  і вибрати дію  $\beta_j$  при якому  $R(\beta_j | x)$  мінімальний. Отримуючи мінімальний загальний ризик, що називається баєсовим ризиком, відповідним кращого можливого способу дії (прийняття рішення). Для мінімізації рівня помилок слід керуватися таким правилом прийняти рішення  $y_i$  якщо  $P(y_i|x) > P(y_j | x)$  для всіх  $i \neq j$ .

Класифікація з мінімальним рівнем помилки може здійснитися за допомогою поділу функцій виду:

$$g_i(x) = \log P(x | y_i) + \log P(y_i) \quad (1.48)$$

Цей вираз легко оцінюється у випадку, коли багатовимірна щільність  $P(x | y_i)$  нормальна. Нехай  $P(x | y_i) \propto N(\mu_i, \Sigma_i)$ . Тоді, згідно з виразу (1.40) маємо:

$$g_i(x) = -\frac{1}{2}(x - \mu_i)^t \Sigma_i^{-1}(x - \mu_i) - \frac{d}{2} \log 2\pi - \frac{1}{2} \log |\Sigma_i| + \log P(y_i). \quad (1.49)$$

Для того, щоб зробити загальний ризик мінімальним, необхідно вибирати таку дію, ярі якому буде мінімальний умовний ризик, відповідний виразу (1.46):  $R(\beta_i | x) = \sum_{i=1}^c \lambda(\beta_i | y_i)P(y_i | x)$ .

При вирішенні типових задач розпізнавання образів класичний Баєсовий підхід в даному випадку найбільш простий і доцільний.

На практиці при розпізнаванні образів не завжди відомі апіорні ймовірності  $P(y_i)$  і щільності  $P(x | y_i)$ , умовні по класу. У типовому випадку є лише невизначне загальне уявлення про досліджувану ситуацію та деякий набір конструктивних вибірок – конкретних представників образів, що підлягають класифікації.

Один з підходів до вирішення даної задачі полягає в орієнтовній оцінці невідомих ймовірностей і щільності за вибірок і подальше використання отриманих оцінок, як якщо б вони були справжніми значеннями, тобто доводиться використовувати навчаючі системи розпізнавання образів.

Для підвищення якості класифікації використовують Баєсове навчання. Головним завданням баєсового навчання є визначення  $P(x|x)$ ,

використовуючи множину  $x$  вибірок, узятих незалежно згідно з фіксованим, але невідомим вірогідним законом  $P(x)$ .

Припускаючи, що необхідна щільність  $P(x)$  невідома, в той же час, вважаємо, що вона має відому параметричну форму  $P(x|\theta)$ , де величина параметричного вектору  $\theta$  є невідомою випадковою змінною. Інформацію про параметричного векторі  $\theta$  до спостереження вибірок дає відома апіорна щільність  $P(\theta)$ . Спостереження вибірок перетворює її в апостеріорну щільність  $P(\theta|x)$ .

Обчислення щільності  $P(x|x)$  досить достовірної для того, щоб прийти до отримання невідомою  $P(x)$  виконується за допомогою інтегрування з'єднаної щільності  $P(x,\theta|x)$  по  $\theta$ , маємо:

$$P(x|x) = \int P(x,\theta|x)d\theta$$

або  $P(x|x) = \int P(x|\theta)P(\theta|x)d\theta$ , (1.50)

де  $P(x|x)$  – умовна по класу щільність;

$P(x|\theta)$  – щільність, виражена в параметричній формі;

$P(\theta|x)$  – апостеріорна щільність невідомого параметричного вектор  $\theta$ .

Практично при вирішенні задач розпізнавання образів несправного автотракторного дизеля доводиться мати справу з десятками і більш невідомих параметрів і сотнями вибірок, що вкрай ускладнює обчислення  $P(x|\theta)$  або  $P(\theta|x)$ . Для подолання труднощів обчислень необхідно знайти параметричну форму  $P(x|\theta)$ , яка дає можливість отримати задовільне аналітичне рішення.

Один з методів спрощення, тобто отримання достатніх статистик, є теорема факторизації [37]. Застосовуючи теорему факторизації для випадку нормального розподілу при  $P(x|\theta) \propto N(\theta, \Sigma)$ , маємо:

$$P(x|\theta) = \prod_{k=1}^n \frac{1}{(2\pi)^{\frac{d}{2}} |\Sigma|^{-\frac{1}{2}}} \exp \left[ -\frac{1}{2} (x_k - \theta)^t \Sigma^{-1} (x_k - \theta) \right] =$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{1}{(2\pi)^{\frac{nd}{2}} |\Sigma|^{\frac{n}{2}}} \exp \left[ -\frac{1}{2} \sum_{k=1}^n (\theta^t \Sigma^{-1} \theta - 2\theta^t \Sigma^{-1} x_k + x_k^t \Sigma^{-1} x_k) \right] = \\
&= \exp \left[ -\frac{n}{2} \theta^t \Sigma^{-1} \theta + \theta^t \Sigma^{-1} \left( \sum_{k=1}^n x_k \right) \right] \times \\
&\quad \times \frac{1}{(2\pi)^{\frac{nd}{2}} |\Sigma|^{\frac{n}{2}}} \exp \left[ -\frac{1}{2} \sum_{k=1}^n x_k^t \Sigma^{-1} x_k \right] \quad (1.51)
\end{aligned}$$

У цьому розкладенні перший множник виділяє залежність  $P(\mathbf{x}|\theta)$  від  $\theta$ , а за теоремою факторизації статистика  $\sum_{k=1}^n x_k$  достатня для  $\Theta$ .

При вирішенні практичних завдань іноді доводиться мати справу з набором вибірок без вказівки їх класифікації. У цьому випадку для розпізнавання образів застосовується метод самонавчання. При самонавчанні завдання оцінювання виникає, коли функція розподілу  $P(\mathbf{x})$  є виду:

$$P(\mathbf{x} | \theta) = \sum_{i=1}^c P(\mathbf{x} | y_i, \theta_i) P(y_i), \quad (1.52)$$

де  $\Theta = (\theta_1, \dots, \theta_c)$ . Умовні щільності  $P(\mathbf{x} | y_i, \theta_i)$  називаються густиною компонента, а апіорні ймовірності  $P(y_i)$  – параметрами суміші. В даному випадку основним завданням є використання вибірки, отриманих згідно щільності суміші, для оцінки невідомого вектору параметрів  $\Theta$ .

Відомо, що немає концептуального відмінності між оцінюванням при навчанні з учителем і самонавчанні. Однак, самонавчання призводить загалом до більш складним рішення завдання, ніж навчання. Тому кластерний аналіз, який зменшує складність обчислень, широко використовується як метод оцінювання при самонавчанні.

Кластерами називають групу точок об'єктів, пов'язаних якоюсь подібною ознакою.

Для ілюстрації відмінності між навчанням і самонавчанням розглянемо простий приклад [38]. Нехай  $X = \{x_1, x_2\}$  типовий початковий вектор. Припустимо, що існує  $n$  навчальних векторів  $x_1, x_2, \dots, x_n$ , які згруповані в три класи або кластери (рис. 1.14). Якщо класифікація цих вибірок відома, то легко оцінити характеристики кожної з цих категорій. Наприклад, середня і моменти

другого порядку функції щільності ймовірності кожної категорії можна просто оцінити за допомогою вибіркового середнього і вибіркової коваріаційної матриці. Якщо навчальні вектори не класифіковані, то одна з перших завдань при навчанні полягає у визначенні числа категорій.

Проте результати, отримані за допомогою кластерного аналізу можуть не мати сенсу, хоча ця процедура доцільна, коли розмірність (L) велика, а число вибірок (n) мала.

Кластерний аналіз має сенс тільки в термінах, які використовують апріорні дані. Відомо, що велика розмірність L може створювати перешкоди. Важливо зменшити труднощі, пов'язані з великим значенням L, вводячи апріорні дані про зв'язки між компонентами векторів X .

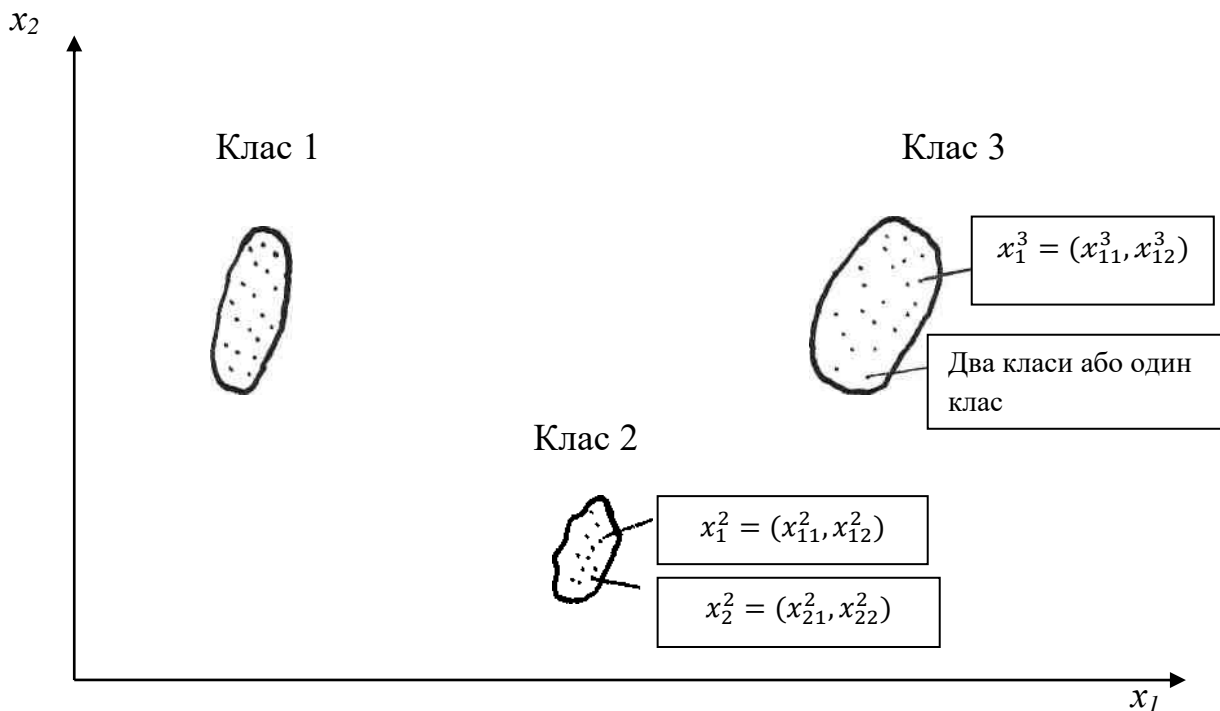


Рисунок 1.14 Ілюстрація трьох кластерів некласифікованих вибірок.

Розглянемо функціональну залежність інтенсивності зносу дизеля:

$$\frac{tg\alpha}{tg\alpha_H} = f(N_e, P_z, Q_{ц}, P_{ф}, \theta, t_b, t_2, P_m, N_{ен}, P_{zn}, Q_{цн}, P_{фн}, \theta_n, t_{вн}, t_{2н}, P_{мн})$$

Припустимо, що L-мірна вектор вимірювань  $X_s$  образу S розділений на K підмножин:  $X_s \{X_{s1}, X_{s2}, \dots, X_{sk}\}$ , де кожен вектор  $X_{s1}, \dots, X_{sk}$  має L/K компонент.

Можна записати:

$$\begin{aligned} X_{s1} &= N_e; X_{s2} = P_z; X_{s3} = Q_{ц}; X_{s4} = P_{\phi}; X_{s5} = \Theta; X_{s6} = t_B; \\ X_{s7} &= t_2; X_{s8} = P_M; X_{s9} = N_{ен}; X_{s10} = P_{ZH}; X_{s11} = Q_{цн}; X_{s12} = P_{\phi H}; \\ X_{s13} &= \Theta_H; X_{s14} = t_{BH}; X_{s15} = t_{2H}; X_{s16} = P_{MH}. \end{aligned}$$

Крім того, кожен з векторів  $X_{s1}, \dots, X_{sk}$  залежать від ряду параметрів окремо, наприклад:  $X_{s3} = Q_{ц} = f_3(v_{п}, \varphi_2, n_H, h_{отс}, \delta_1, \Delta P, \mu)$ .

Позначимо  $P(X_s | \Theta)$  L – мірну функцію щільності ймовірності  $X_s$  при заданому векторному параметрі  $\Theta$ . Тоді з визначення умовної щільності ймовірності слід:

$$P(X_s | \Theta) = P(X_{s1} | \Theta) P(X_{s2} | X_{s1}, \Theta) \dots P(X_{sk} | X_{s1}, \dots, X_{s(k-1)}, \Theta) \quad (1.53)$$

Кожну з функцій щільності в правій частині формули (1.53) можна представити як суміш функцій щільності наступним рівнянням:

$$\begin{aligned} P(X_s | \Theta) &= \sum_{i=1}^c P(X_{s1} | \Theta, y_{i1}) P(y_{i1}) \sum_{i=1}^c P(X_{s2} | X_{s1}, \Theta, y_{i2}) P(y_{i2}) \dots \\ &\dots \sum_{i=1}^c P(X_{sk} | X_{s1}, \dots, X_{s(k-1)}, \Theta, y_{ik}) P(y_{ik}). \end{aligned} \quad (1.54)$$

Одним із способів спрощення виразу (1.54) (приблизно) полягає в тому, що функція щільності для однієї підмножини обумовлюється вимірами для іншої підмножини, причому рішення вибирається на основі векторів вимірювань з останньої підмножини, тобто вираз (1.54) треба записати у вигляді:

$$\begin{aligned} P(X_s | \Theta) &= \sum_{i=1}^c P(s_1 | \Theta_{i1}, y_{i1}) P(y_{i1}) \sum_{i=1}^c P(X_{s2} | d(X_{s1}), \Theta_{i2}, y_{i2}) \times \\ &\times P(y_{i2}) \dots \sum_{i=1}^c P(X_{sk} | d(X_{s1}, \dots, X_{s(k-1)}), \Theta_{ik}, y_{ik}) P(y_{ik}). \end{aligned} \quad (1.55)$$

Зауважимо, що є C функцій щільності  $P(X_{s1} | \Theta_{i1}, y_{i1})$ ,  $C^2$  функцій щільності  $P(X_{s2} | d(X_{s1}), \Theta_{i2}, y_{i2})$ , ... ,  $C^2$  функцій щільності  $P(X_{s2} | d(X_{s1}, \dots, X_{s(k-1)}), \Theta_{ik}, y_{ik})$ . Таким чином, є  $C + (K - 1)C^2$  функції щільності, які потрібно обчислити. Нижче наведені приклади для різних значень K і C (табл. 1.3).



Одним із способів обчислення виразу (1.55) в припущенні, що для кожної категорії  $n_i$  вибірок, отриманих з навчанням, полягає в наступному:

1) знайдемо оцінку функції  $P(X_{s1} | \Theta_{i1}, y_{i1}), i = 1, 2, \dots, c$ , на підставі відповідних вибірок.

Якщо передбачається, що сімейство  $F$  нормальне, то оцінки параметрів можна позначити  $\{\mu_{i1}, \Sigma_{i1}\}_{i=1}^c$ .

Таблиця 1.3 - Кількість функцій щільності для однієї підмножини

L	K	C	Кількість функцій щільності
50	10	5	255
50	10	10	910
50	10	2	38

2) знайдемо оцінки  $c^2$  функцій щільності  $P(X_{s2} | d(X_{s2}), \Theta_{i2}, y_{i2}), y_{i2} = 1, 2, \dots, c; d(X_{s2}) = 1, 2, \dots, c$ .

Для другого етапу потрібна повторна обробка всіх вибірок.

Якщо маємо  $n$  множину вибірок  $x_1, x_2, \dots, x_n$ , то вибіркове середнє  $\hat{\mu}$  та вибіркова коваріаційна матриця  $\hat{\Sigma}$  визначаються виразами (1.28) і (1.29).

$$\hat{\mu} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n X_k$$

$$\hat{\Sigma} = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (X_k - \hat{\mu})(X_k - \hat{\mu})^t.$$

В тому випадку, якщо додається нова вибірка  $X_{n+1}$ , то вплив вибірки  $X_{n+1}$ , на  $\hat{\mu}$  і  $\hat{\Sigma}$  можна виразити рекурентними формулами:

$$\mu_{n+1} = \hat{\mu} + \frac{1}{n+1} (X_{n+1} - \hat{\mu}) \quad (1.56)$$

$$\Sigma_{n+1} = \frac{n+1}{n} \hat{\Sigma} + \frac{1}{n+1} (X_{n+1} - \hat{\mu})(X_{n+1} - \hat{\mu})^t. \quad (1.57)$$

Вирази (1.56) і (1.57) дозволяють вводити поправки до оцінки коваріаційних матриць, а також виробляє звернення коваріаційної матриці у

зворотну її величину  $\Sigma^{-1}$  без витрати великої кількості часу (як при інших методах звернення) з рівняння:

$$\Sigma_{n+1}^{-1} = \frac{n}{n-1} \left[ \hat{\Sigma}^{-1} - \frac{\hat{\Sigma}^{-1}(X_{n+1}-\hat{\mu})(X_{n+1}-\hat{\mu})^t \Sigma^{-1}}{\frac{n^2-1}{n}(X_{n+1}-\hat{\mu})^t \hat{\Sigma}^{-1}(X_{n+1}-\hat{\mu})} \right]. \quad (1.58)$$

Розглянемо методику застосування алгоритмів розпізнавання на основі критеріїв Баєса стосовно завдання технічної діагностики дизеля.

Припустимо, що необхідно визначити технічний стан трьох типів дизелів  $D_1, D_2, D_3$  зміни інтенсивності звуку їх роботи. Зміна інтенсивності звуку роботи дизелів у часі – випадковий процес. Визначаємо до якого класу треба віднести кожен з трьох типів дизелів:  $\Omega^1$  – дизель справний,  $\Omega$  – дизель несправний.

Ознака, що характеризує стан дизеля типу  $D_1$  параметр  $\Theta_1$ , у дизелів типу  $D_2$  – параметр  $\Theta_2$ , у дизелів типу  $D_3$  – параметр  $\Theta_3$ . Параметри  $\Theta_1, \Theta_2, \Theta_3$  підпорядковані нормальними законами розподілів.

Так як щільність розподілу  $P(X | y_i)$  задана у відомій параметричній формі і однозначно визначається вектором параметрів  $\Theta_i$ , то  $P(X | y_i, \Theta_i)$ .

Перший стан дизеля характеризується

$$P_{\Theta_1'}(X_1' | y_1', \Theta_1'), P_{\Theta_2'}(X_2' | y_2', \Theta_2'), P_{\Theta_3'}(X_3' | y_3', \Theta_3') \quad (1.59)$$

Другий стан дизеля характеризується

$$P_{\Theta_1''}(X_1'' | y_1'', \Theta_1''), P_{\Theta_2''}(X_2'' | y_2'', \Theta_2''), P_{\Theta_3''}(X_3'' | y_3'', \Theta_3''). \quad (1.60)$$

Використовуючи інформацію, отриману з вибірок проведемо оцінювання векторів параметрів  $\chi\{X_1, X_2, \dots, X_n\}$

Так як вибірки отримані незалежно, то (1.51)

$$P(x | \Theta) = \prod_{k=1}^n P(X_k | \Theta). \quad (1.61)$$

Щільність  $P(x | \Theta)$  оцінює правдиву величину  $\Theta$  щодо даної множини вибірок  $x$ . Так як оцінка по максимуму правдоподібності для середнього значення вектору є вибіркоче середнє  $\hat{\mu}$ , а для коваріаційної матриці  $\Sigma$  – середнє арифметичне  $n$  матриць  $(X_k - \hat{\mu})(X_k - \hat{\mu})^t$ , то перший стан дизелів всіх типів

характеризується наступними значеннями середньої вибіркової  $\hat{\mu}$  і вибіркової коваріаційної матрицею  $\hat{\Sigma}$  відповідно:

$$\left. \begin{aligned} \mu_{\theta'_1} &= \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n X'_k; \Sigma_{\theta'_1} = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (X'_k - \mu_{\theta'_1}) (X'_k - \mu_{\theta'_1})^{t_1}; \\ \mu_{\theta'_2} &= \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n X'_k; \Sigma_{\theta'_2} = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (X'_k - \mu_{\theta'_2}) (X'_k - \mu_{\theta'_2})^{t_1}; \\ \mu_{\theta'_3} &= \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n X'_k; \Sigma_{\theta'_3} = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (X'_k - \mu_{\theta'_3}) (X'_k - \mu_{\theta'_3})^{t_1}. \end{aligned} \right\} (1.62)$$

Другий стан дизелів характеризується:

$$\left. \begin{aligned} \mu_{\theta''_1} &= \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n X''_k; \Sigma_{\theta''_1} = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (X''_k - \mu_{\theta''_1}) (X''_k - \mu_{\theta''_1})^{t_2}; \\ \mu_{\theta''_2} &= \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n X''_k; \Sigma_{\theta''_2} = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (X''_k - \mu_{\theta''_2}) (X''_k - \mu_{\theta''_2})^{t_2}; \\ \mu_{\theta''_3} &= \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n X''_k; \Sigma_{\theta''_3} = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (X''_k - \mu_{\theta''_3}) (X''_k - \mu_{\theta''_3})^{t_2}. \end{aligned} \right\} (1.63)$$

Визначаємо на основі стратегії Баєса критичні значення параметрів  $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \dots$ , вважаючи, що апіорна ймовірність першого стану дизелів:

$$P'_1(y'_1); P'_2(y'_2); P'_3(y'_3),$$

другого стану дизелів:

$$P''_1(y''_1); P''_2(y''_2); P''_3(y''_3),$$

Тоді апостеріорна ймовірність  $P(y_i | X)$  обчислюється з  $P(X | y_i)$ :

$$P(y_i | X) = \frac{P(y_i | X)P(y_i)}{\sum_{i=1}^c P(y_i | X)P(y_i)}$$

Для першого стану:

$$\left. \begin{aligned} P'_1(y'_1 | X') &= \frac{P'_1(X'|y'_1)P'_1(y'_1)}{\sum_{i=1}^c P'_i(X'|y'_1)P'_i(y'_1)}; \\ P'_2(y'_2 | X') &= \frac{P'_2(X'|y'_2)P'_2(y'_2)}{\sum_{i=1}^c P'_i(X'|y'_2)P'_i(y'_2)}; \\ P'_3(y'_3 | X') &= \frac{P'_3(X'|y'_3)P'_3(y'_3)}{\sum_{i=1}^c P'_i(X'|y'_3)P'_i(y'_3)}. \end{aligned} \right\} (1.64)$$

Для другого стану:

$$\left. \begin{aligned} P_1''(y_1'' | X'') &= \frac{P_1''(X''|y_1'')P_1''(y_1'')}{\sum_{i=1}^c P_1''(X''|y_1'')P_1''(y_1'')}; \\ P_2''(y_2'' | X'') &= \frac{P_2''(X''|y_2'')P_2''(y_2'')}{\sum_{i=1}^c P_2''(X''|y_2'')P_2''(y_2'')}; \\ P_3''(y_3'' | X'') &= \frac{P_3''(X''|y_3'')P_3''(y_3'')}{\sum_{i=1}^c P_3''(X''|y_3'')P_3''(y_3'')}. \end{aligned} \right\} \quad (1.65)$$

Умовний ризик визначається за рівняння (1.46 )

$$R(\beta_j | x) = \sum_{i=1}^c \lambda(\beta_j | y_i) P(y_i | x),$$

де  $\lambda(\beta_j | y_i)$  - втрати (якщо поточне технічний стан дизеля є  $y_i$ , а рішення приймається  $\beta_j$ ).

Для першого стану:

$$\left. \begin{aligned} R_1'(\beta_1' | x') &= \sum_{i=1}^c \lambda_1'(\beta_j | y_1') P(y_1' | x'); \\ R_2'(\beta_2' | x') &= \sum_{i=1}^c \lambda_2'(\beta_j | y_2') P(y_2' | x'); \\ R_3'(\beta_3' | x') &= \sum_{i=1}^c \lambda_3'(\beta_j | y_3') P(y_3' | x'). \end{aligned} \right\} \quad (1.66)$$

Для другого стану:

$$\left. \begin{aligned} R_1''(\beta_1'' | x'') &= \sum_{i=1}^c \lambda_1''(\beta_j | y_1'') P(y_1'' | x''); \\ R_2''(\beta_2'' | x'') &= \sum_{i=1}^c \lambda_2''(\beta_j | y_2'') P(y_2'' | x''); \\ R_3''(\beta_3'' | x'') &= \sum_{i=1}^c \lambda_3''(\beta_j | y_3'') P(y_3'' | x''). \end{aligned} \right\} \quad (1.67)$$

Якщо  $P(y_j | X) > P(y_i | X)$  для всіх  $i \neq j$  – прийняти рішення  $y_j$  і навпаки , якщо  $P(y_i | X) > P(y_j | X)$  прийняти рішення  $y_i$ .

Критичні значення коефіцієнтів правдоподібності:

$$\begin{aligned}
 \lambda_0^{(D1)} &= \frac{P_1'(y_1'|X')R_1'(\beta_1'|X')}{P_1''(y_1''|X'')R_1''(\beta_1''|X'')} = \\
 &= \frac{P_1'(X'|y_1')P_1'(y_1')\sum_{i=1}^c \lambda_1'(\beta_j|y_1')P(y_1'|x')\sum_{i=1}^c P_1''(X''|y_1'')P_1''(y_1'')}{\sum_{i=1}^c P_1'(X'|y_1')P_1'(y_1')P_1''(X''|y_1'')P_1''(y_1'')\sum_{i=1}^c \lambda_1'(\beta_j|y_1'')P_1''(y_1''|X'')} \\
 \lambda_0^{(D2)} &= \frac{P_2'(y_2'|X')R_2'(\beta_2'|X')}{P_2''(y_2''|X'')R_2''(\beta_2''|X'')} = \\
 &= \frac{P_2'(X'|y_2')P_2'(y_2')\sum_{i=1}^c \lambda_2'(\beta_j|y_2')P(y_2'|x')\sum_{i=1}^c P_2''(X''|y_2'')P_2''(y_2'')}{\sum_{i=1}^c P_2'(X'|y_2')P_2'(y_2')P_2''(X''|y_2'')P_2''(y_2'')\sum_{i=1}^c \lambda_2''(\beta_j|y_2'')P_2''(y_2''|X'')} \\
 \lambda_0^{(D3)} &= \frac{P_3'(y_3'|X')R_3'(\beta_3'|X')}{P_3''(y_3''|X'')R_3''(\beta_3''|X'')} = \\
 &= \frac{P_3'(X'|y_3')P_3'(y_3')\sum_{i=1}^c \lambda_3'(\beta_j|y_3')P(y_3'|x')\sum_{i=1}^c P_3''(X''|y_3'')P_3''(y_3'')}{\sum_{i=1}^c P_3'(X'|y_3')P_3'(y_3')P_3''(X''|y_3'')P_3''(y_3'')\sum_{i=1}^c \lambda_3''(\beta_j|y_3'')P_3''(y_3''|X'')}
 \end{aligned} \tag{1.68}$$

Таким чином, завдання класифікації (розпізнавання образів) по суті являє собою завдання розподілу простору ознак на області, по одній для кожного класу. Розбиття треба робити так, щоб не було помилкових рішень, або звести до мінімуму ймовірність помилки. При цьому завдання класифікації перетворюється в завдання статистичної теорії прийняття рішень.

Аналіз законів розподілу напрацювання до відмови показав, що для діагностування та визначення залишкового ресурсу автотракторних дизелів, та використань будь-якого з них, необхідно проведення великого обсягу випробувань. В той же час, тривалість проведення багатогодинних випробувань не влаштовує заводи, які випускають автомобілі і трактори, а також організації, які виробляють діагностику машин. Швидке зростання технічного прогресу ставить перед дослідниками завдання більш жорсткі – за короткий термін одержати достовірні та надійні результати щодо підвищення надійності і довговічності автотракторних дизелів і визначення їх ресурсу.

Реальною можливістю рішення поставленої задачі є використання теорії розпізнавання образів. Теорія розпізнавання образів являє собою спробу систематичного вивчення однієї з класичних проблем прикладної математики: як можна, спираючись на деяку обмежену, неповну, перекручену, ймовірнісну інформацію про обсяг, систему або процес, сформулювати уявлення про їх внутрішню структуру, встановити, чи мають вони певний набір властивостей, отримати прогноз їх поведінки тощо.

#### Висновки.

1. Статистичні методи безрозбірного діагностування, що використовуються на практиці, вимагають проведення великого обсягу випробувань і не мають достатньо надійного зв'язку з відсутністю необхідних імовірнісних вихідних даних взаємозв'язку структурних і діагностичних параметрів, і в першу чергу, функції розподілу ймовірностей зміни структурних параметрів в процесі експлуатації і їх значень контрольованих величин.

2. Реальною можливістю скорочення обсягу випробувань та обчислювальної роботи і, в той же час, підвищення надійності статистичного методу діагностики є впровадження на практиці нового методу діагностики, заснованого на теорії розпізнавання образів за малих відхилень параметрів. Теорія розпізнавання образів, спираючись на деяку обмежену, неповну, викривлену ймовірнісну інформацію про параметри, може сформулювати уявлення про їх внутрішню структуру, встановити чи мають вони певний набір властивостей, отримати прогноз їхньої поведінки та т. п. Теорія малих відхилень дозволяє лінеаризувати вихідні рівняння процесів.

## **2. ВИРОГІДНІСТЬ РОЗПІЗНАВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДИЗЕЛЯ ТА ЙОГО СИСТЕМ ЗА МАЛИМИ ВІДХИЛЕННЯМИ КОНСТРУКЦІЙНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ**

### **2.1. Структурно – наслідковий зв'язок елементів двигуна**

В процесі експлуатації автотракторні дизелі працюють як з неповним використанням потужності через занижену подачу палива, так і на форсованих режимах внаслідок перевищення подачі палива по відношенню до установленної заводами-виробниками.

Як при підвищенні, так і при зниженні потужності відбувається значне зростання умовної питомої швидкості зносу ( $U_y$ ), тобто швидкості зносу двигуна, віднесеної до  $Ne$  ( $Pe$ ).

Зниження потужності дизеля в процесі його експлуатації може бути зумовлене також і технічним станом інших його систем.

На робочі характеристики двигуна великий вплив має стан робочої фаски та тепловий зазор між стержнем клапана і штовхачем. При значній негерметичності посадки клапана в сідло знижується величина тиску в кінці такту стиску та при такті розширення, що зменшує потужність двигуна, ускладнює пуск, збільшує витрату палива.

Від технічного стану системи охолодження, в основному, залежать паливна економічність, надійність і довговічність дизеля.

Система мащення впливає на надійність та довговічність роботи кожної деталі, вузла та механізму, тим самим і на показники потужності та економічності двигуна.

Двигун слід розглядати як технічну систему, призначену для самостійного виконання заданих функцій. Будь яка технічна система являє собою матеріальне втілення деякої організації та характеризується цілком визначеною структурою і способом функціонування. Структура двигуна обумовлюється його призначенням. В свою чергу, система (двигун) складається

із елементів (механізмів і систем), призначених для виконання заданих функцій. На (рис. 2.1) показана блок-схема структурно -наслідкових зв'язків двигуна, як технічної системи [30].

Параметри стану, що характеризують структуру будь-якої системи та спосіб її функціонування в даний момент часу, позначаються через  $X_1, X_2, \dots, X_n$ . В процесі використання двигуна, внаслідок зносу деталей, втомних явищ, корозії та інших пошкоджень змінюється структура механізмів та систем, що вагомо впливає на характер функціонування технічної системи в цілому. Отже, параметри стану неперервно змінюються в процесі роботи та являються змінними випадковими величинами. Сукупність величин  $X_1, X_2, \dots, X_n$ , відображаючи змінні властивості деталей і їх сполучень в заданий момент часу  $t$ , визначається технічним станом двигуна. Якщо числові значення параметрів стану відповідають вимогам технічної документації, або не виходять за допустимі межі, то двигун справний. Якщо ж числові дані, хоча б одного із параметрів, виходять за допустимі межі, то двигун знаходиться у несправному стані. Взаємодія із зовнішнім середовищем спричиняє багато різних процесів у двигуні (випромінення тепла, шум, вібрації та інш.), які можна назвати основними вихідними процесами, які обумовлені роботою машини (вироблена потужність, к.к.д., витрата палива та інш.).

Параметри вихідних процесів достатньо повно відображають властивості структури і якості функціонування системи або її елемента. В залежності від кількості інформації, яку вони несуть, параметри вихідних процесів можуть бути узагальненими або окремими.

Узагальнені параметри характеризують стан двигуна в цілому (витрата палива, загального рівня шуму, тощо). Окремі параметри характеризують стан конкретного механізму або вузла (системи). Взаємозв'язок між параметрами стану та параметрами вихідних процесів має статистичний характер, і для установлення її форми та тісноти зв'язку використовують експериментальні методи з наступним використанням кореляційного та інших методів аналізу.



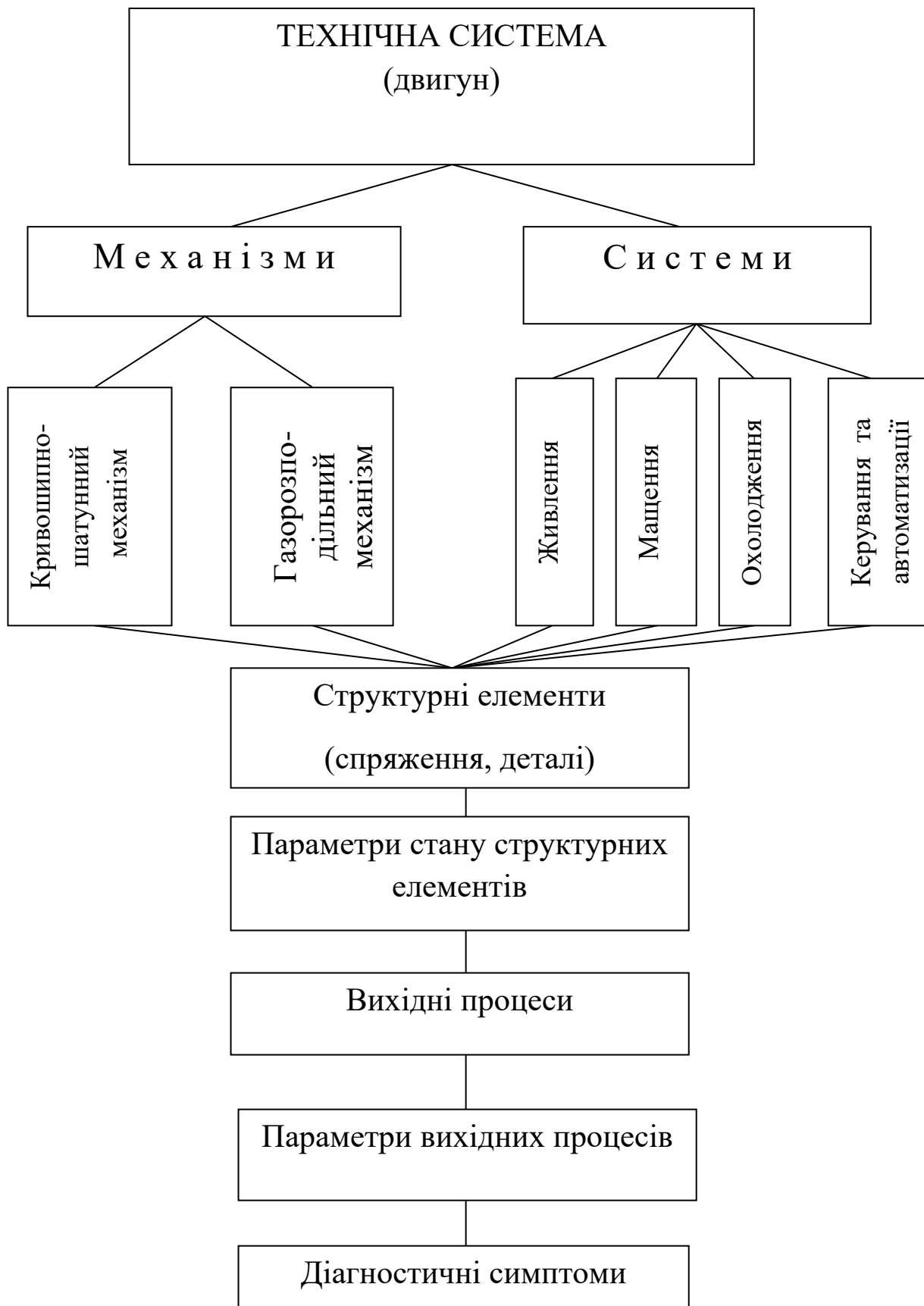


Рисунок 2.1. Блок-схема структурно-наслідкових зв'язків технічної системи (двигуна).

Невизначений стан двигуна в будь-який момент часу в теорії інформації оцінюють ентропією [26]:

$$\mathcal{E}(W) = -\sum_{i=1}^m P_i \cdot \log_2 P_i, \quad (2.1)$$

де  $m$  – число можливих станів системи;

$P_i$  – вірогідність того, що система прийматиме  $i$ -ті технічного стану;

$\log_2$  – двійковий логарифм.

Прогнозування ресурса автотракторних дизелів можливе тільки після ретельного теоретичного дослідження многофакторності, зв'язків параметрів систем та механізмів і дизеля в цілому.

Наприклад, від роботи паливної системи залежать основні потужні та економічні показники дизеля, його надійність, довговічність та стабільність параметрів.

На основі аналізу результатів проведених випробувань та дослідів визначено, що в більшості випадків процес зміни параметрів паливної апаратури в експлуатації слід розглядати як нормально розподілену випадкову функцію,  $n$  – вимірна щільність якої повністю визначається двовимірною щільністю .

$$f(x_m, t, x_n, m, t_n) = \frac{1}{2\pi\sigma_{xm}\sigma_{xn}\sqrt{1-\rho^2}} \exp - \frac{1}{2(1-\rho^2)} \cdot \left[ \left( \frac{x_m - m_{xm}}{\sigma_{xm}} \right)^2 - \frac{2\rho(x_m - m_{xm})(x_n - m_{xn})}{\sigma_{xm} \cdot \sigma_{xn}} + \left( \frac{x_n - m_{xn}}{\sigma_{xn}} \right)^2 \right], \quad (2.2)$$

де  $m_{xm}$  ,  $m_{xn}$  – математичне очікування випадкових величин зміни параметрів  $x_n$  ,  $x_m$  в моменти часу  $t_m$  та  $t_n$  ;

$\sigma_{xm}$  ,  $\sigma_{xn}$  – середні квадратичні відхилення параметрів  $x_n$  ,  $x_m$  в моменти часу  $t_m$  та  $t_n$  ;

$\rho$  – коефіцієнт кореляції випадкових величин  $x_n$  та  $x_m$ .

Користуючись відношенням теорії вірогідності, слід записати вираз для оцінки шуканої вірогідності знаходження параметра в межах допуску  $x_{c1} < x_n < x_{c2}$  при умові, що в момент часу  $t = t_m$  значення параметра знаходилось в межах:

$$P(X_{c1} < X_n < X_{c2} | X_{m1} < X_m < X_{m2}) = \frac{F(x_2, x_{c2}) - F(x_{m1}, x_{c2}) - F(x_{m2}, x_{c1}) + F(x_{m1}, x_{c1})}{F(x_{m2}) - F(x_{m1})}$$

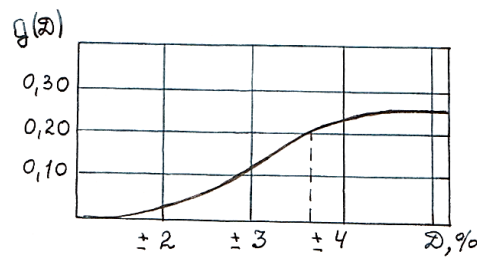


Рисунок 2.2. Залежність вірогідності відмови апаратури від величини двостороннього поля допуску на зміні циклічної подачі палива.

Для визначення функції двовимірного розподілення використовується таблична функція. Результати розрахунку приведені на (рис. 2.2) [42], де показані вірогідності відмови паливних насосів УТН-5 через відхилення величин циклічних подач палива над установлений допуск за час  $\Delta t = 1000$  мото·годин. На рис. 2.2. видно, що насоси, які мають відхилення величин циклічних подач палива в межах  $\pm 2,7\%$ , в наступний період  $\Delta t = 1000$  мото·годин роботи мають вдвічі меншу вірогідність відмови по даному параметру, порівняно з насосами, у яких відхилення знаходяться в межах  $\pm 3,5\%$ .

Таким чином, розв'язання завдання оптимізації діагностування та прогнозування залишкового ресурсу дизелів найперспективніше реалізовувати при комплексному використанні методів розпізнавання образів та малих відхилень параметрів.

## 2.2. Класифікація ознак, що визначають технічний стан автотракторних дизелів

Ознаки класифікуються на класи, потім складається алфавіт ознак, який дозволяє розпізнати образи, тобто віднести їх до певного класу.

Пропонується наступна приблизна класифікація ознак автотракторних дизелів (рис. 2.3).

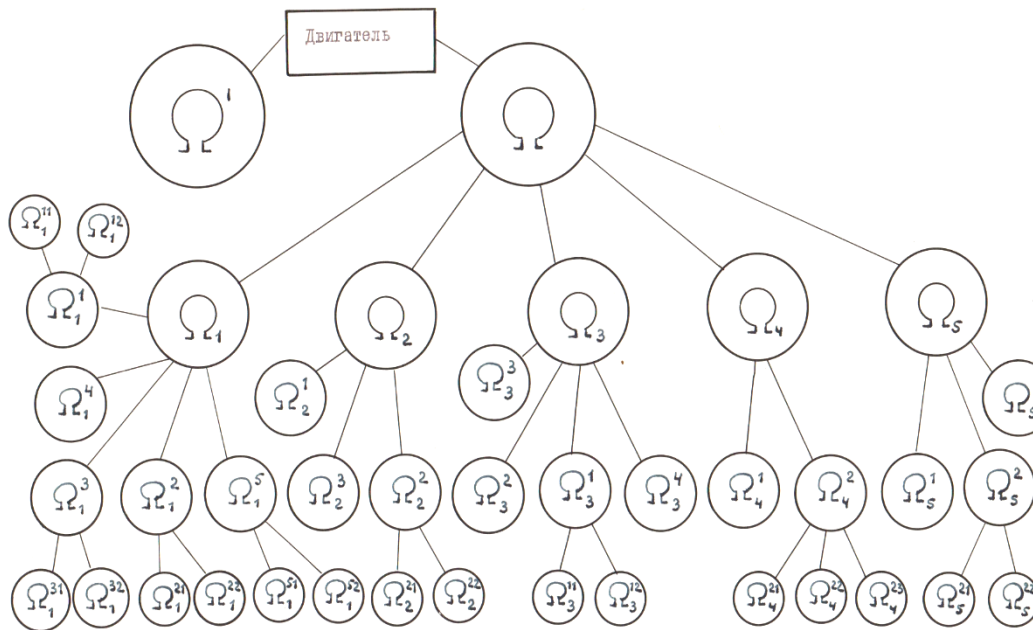


Рисунок 2.3. Класифікаційні ознаки дизельних двигунів:

- $\Omega'$  - дизель (справний);
- $\Omega$  - дизель (несправний);
- $\Omega_1$  - система живлення (несправна);
- $\Omega_2$  - система мащення (несправна);
- $\Omega_3$  - система охолодження (несправна);
- $\Omega_4$  - кривошипно-шатунний механізм (несправний);
- $\Omega_5$  - газорозподільний механізм (несправний);
- $\Omega_1^1$  - форсунка (несправна);
- $\Omega_1^2$  - паливний насос (несправний);
- $\Omega_1^3$  - підкачувальна помпа (несправна);
- $\Omega_1^4$  - регулятор паливного насоса (несправний);
- $\Omega_1^5$  - паливні фільтри (несправні);
- $\Omega_2^1$  - масляний насос (несправний);
- $\Omega_2^2$  - фільтри грубої та тонкої чистки (несправні);
- $\Omega_2^3$  - система масляних каналів (несправна);
- $\Omega_3^1$  - водяний насос (несправний);
- $\Omega_3^2$  - радіатор (несправний);
- $\Omega_3^3$  - сорочка охолодження (несправна);
- $\Omega_3^4$  - система терморегуляції двигуна (несправна);
- $\Omega_4^1$  - колінчастий вал, вкладиші (несправні);
- $\Omega_4^2$  - циліндри, поршні, кільця, пальці (несправні);
- $\Omega_5^1$  - клапани впускні та випускні (несправні);
- $\Omega_5^2$  - кулачковий вал, розподільні шестерні (несправні);
- $\Omega_5^3$  - штанги, штовхачі і т.д. (несправні);

Складемо таблицю ознак, що характеризують той чи інший клас образів (табл.2.1).

Таблиця 2.1 - Характеристика класу образів

Класи	Ознаки	Опис ознак
1	2	3
Ω	у <sub>1</sub>	Ускладнений пуск двигуна. Нестійка робота дизеля (порушення герметичності паливної системи)
	у <sub>2</sub>	Дизель глохне або не розвиває достатньої потужності (засмічення фільтруючих елементів паливних фільтрів)
	у <sub>3</sub>	Дизель глохне, не розвиває достатньої частоти обертання колінчастого вала (відмова в роботі паливного насоса)
	у <sub>4</sub>	Дизель працює нерівномірно і не розвиває потужності (засмічення фільтрів форсунок)
	у <sub>5</sub>	Нерівномірна робота дизеля (несправний регулятор паливного насоса)
	у <sub>6</sub>	Ускладнений пуск і нерівномірна робота дизеля (порушення нормальної роботи форсунок)
	у <sub>7</sub>	Нерівномірна та «жорстка» робота дизеля, випуск чорного кольору (порушення кута випередження впорскування палива)
	у <sub>8</sub>	Нерівномірна робота дизеля зі стуками і димним випуском (порушення регуляції рейок паливного насоса)
	у <sub>9</sub>	Дизель надмірно збільшує частоту обертання, йде «врознос» (порушення роботи регулятора)
	у <sub>10</sub>	Дизель не розвиває потужності, в повітроочиснику темне мастило (забруднення повітроочисника)
	у <sub>11</sub>	Падіння потужності, збільшена витрата палива, димність випуску (зношення циліндрів, поршневих кілець, втрата пружності кілець, поломка)
	у <sub>12</sub>	Дизель не запускається (відмова підкачувальної помпи паливного насоса)
	у <sub>13</sub>	Постріли з глушника, підвищена задимленість, падіння потужності (зношення або обпалення робочих поверхонь випускних клапанів або їх сідел)
	у <sub>14</sub>	Часті та різкі стуки в двигуні при запуску з високими швидкостями (зношення вкладишів шатунних підшипників)
	у <sub>15</sub>	Різкі глухі стуки, добре чутні при відпусканні педалі зачеплення (зношення вкладишів корінних підшипників)
	у <sub>16</sub>	Надмірні стуки, чутні на всіх режимах роботи дизеля і корінних підшипників)

Продовження таблиці 2.1.

$\Omega_1$	(y <sub>1</sub> -y <sub>10</sub> ), y <sub>12</sub>	
$\Omega_1^1$	y <sub>4</sub> , y <sub>6</sub>	
$\Omega_1^2$	y <sub>3</sub> , y <sub>6</sub> , y <sub>8</sub>	
$\Omega_1^3$	y <sub>12</sub>	
$\Omega_1^4$	y <sub>5</sub> , y <sub>9</sub>	
$\Omega_1^5$	y <sub>2</sub>	
$\Omega_2$	y <sub>17</sub>	Потемніння мастила в картері дизеля (засмічення фільтра тонкої очистки)
	y <sub>18</sub>	Рукоятка фільтра грубої чистки не повертається (засмічення фільтра грубої очистки)
	y <sub>19</sub>	Тиск дорівнює нулю із повернутої труби не йде мастило (відмова масляного насоса)
	y <sub>20</sub>	Підтікання мастила через ущільнення (порушення герметичності ущільнень)
	y <sub>21</sub>	
$\Omega_2^1$	y <sub>19</sub>	Поява запаху відпрацьованих газів в кабіні (порушення роботи системи вентиляції картера)
$\Omega_2^2$	y <sub>17</sub> , y <sub>18</sub>	
$\Omega_2^3$	y <sub>20</sub> , y <sub>21</sub>	
$\Omega_3$	y <sub>22</sub>	Кипіння води в системі при відкритих жалюзі радіатора (пробуксовування або обрив вентилятора)
	y <sub>23</sub>	Кипіння води без пробуксовки ремня при відкритих жалюзі (порушення роботи термостата)
	y <sub>24</sub>	Закипання води в системі при справному термостаті та водяному насосі (забруднення системи охолодження накипом)
	y <sub>25</sub>	Кипіння води в системі при відсутності циркуляції в верхньому бачку (поломка крильчатки водяного насоса)
$\Omega_3^1$	y <sub>25</sub>	
$\Omega_3^3$	y <sub>24</sub>	
$\Omega_3^1$	y <sub>24</sub>	
$\Omega_3^3$	y <sub>23</sub>	
$\Omega_4$	y <sub>26</sub>	Стук поршнів (зношення юбок поршнів)
$\Omega_4^1$	y <sub>27</sub> , y <sub>11</sub> , y <sub>14</sub> - y <sub>16</sub>	Пульсуюче задимлення з вентиляційної трубки (тріщини або пригар поршнів)
$\Omega_4^2$	y <sub>11</sub> , y <sub>26</sub> , y <sub>27</sub>	
$\Omega_5$	y <sub>28</sub>	Стук клапанів (збільшений зазор між клапаном і штовхачем)
	y <sub>29</sub>	Періодичні стуки при малій частоті обертання вала дизеля. Падіння потужності (поломка клапанів і пружини)
	y <sub>30</sub>	Падіння потужності (зависання клапанів)
	y <sub>31</sub>	Стук клапанів, неусувний регулюванням зазорів (зношення штовхачів і направляючих втулок клапанів)

### Закінчення таблиці 2.1.

	$Y_{32}$	Часті стуки, що зливаються в загальний шум (зношення розподільних шестерень)
	$Y_{33}$	
$\Omega_5^1$	$Y_{13}, Y_{28}, Y_{30}$	Сильні періодичні стуки (зношення підшипників розподільного вала)
$\Omega_5^2$	$Y_{32}, Y_{33}$	
$\Omega_5^3$	$Y_{29}, Y_{31}$	

Ознаки об'єктів можуть бути розділені на логічні (детерміновані) і вірогідні (стохастичні).

До логічних ознак відносять перед усім ознаки, які не мають кількісного вираження і які представляють собою судження якісного характеру. Наприклад, наявності або відсутності деяких властивостей (димність вихлопу, сторонні стуки при роботі дизеля, невірноваженість його роботи) дозволяють безпомилково в'яснити до якого класу слід віднести об'єкт ( $\Omega_1$  – дизель справний, або  $\Omega$  – дизель несправний).

### **2.3. Побудова систем розпізнавання образів, які визначають технічний стан дизеля та його систем**

Розглянемо просту систему розпізнавання, наприклад, проведемо класифікацію у випадку двох класів. Відомо, що в процесі експлуатації автотракторних дизелів може відбутись регулювання паливної апаратури, тобто може змінитись обсяг циклічної подачі палива або величина кута випередження впрыску  $\Theta$ . Припустимо, що обсяг циклічної подачі палива  $Q_{ц}$  – параметр(образ) паливної апаратури, що відноситься до класу  $\Omega_1$ , а величина кута випередження впрыску  $\Theta$  - параметр(образ), що відноситься до класу  $\Omega_2$ . Ознаками зміни вказаних параметрів (образів) являються:  $Y_1$  – величина детонації відпрацьованих газів в процесі роботи,  $Y_2$  – димність викиду відпрацьованих газів дизеля.

Визначник ознак зводить кожен з образів до точки або вектору ознак  $Y$

двовимірного простору, де 
$$Y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix}$$

Простір з точками  $Y = [y_1, y_2]$ , де  $y_1$  та  $y_2$  ознаки, отримані як деякі функції вимірів на основі апріорних даних, розділимо на дві області, всі точки однієї з яких відповідають образу  $Q_{ц}$ , а іншої -  $\Theta$ . При цьому використовується відомий або передбачуваний зв'язок між  $y_1$  та  $y_2$ .

Як відомо, задимленість відпрацьованих газів ( $y_2$ ) залежить від багатьох факторів, наприклад, способу сумішоутворення, конструкції дизеля, виду використовуваного палива, режиму роботи та дуже суттєво залежить від технічного стану дизеля, в особливості, його паливної апаратури.

Практичний досвід показує, що порушення правильного регулювання паливної апаратури по  $Q_{ц}$  та  $\Theta$  призводить до наступних небажаних наслідків. Раннє вприскування палива ( $\Theta$ ) супроводжується зростанням  $P_z$ , високою швидкістю зростання  $dP_z / dd$  та  $T_z$ , з'являється стук при роботі дизеля, викид бездимний. При малих  $\Theta$  спостерігається більш плавне протікання процесу з невисокою  $T_z$  і невисокою швидкістю зростання  $dP_z / dd$ . Стук відсутній, але спостерігається димний викид, дизель перегрівается. Зі збільшенням циклічної подачі палива спостерігається димний викид, дизель не перегрівается.

На (рис. 2.4 та 2.5) показані залежності жорсткості роботи дизеля і димності викиду від кута випередження вприскування палива  $\Theta$ .

Для виміру задимленості використовувався димомір Д-1. Ступінь чорноти відпрацьованих газів дається в одиницях  $K$  (%) приладу, заснованого на методі просвічування стовпа відпрацьованих газів.

Як видно на (рис. 2.4), змінюючи  $\Theta$  в межах  $12 - 24^\circ$  ( $\Theta_{ндм} = 17^\circ$ ),  $dP / da$  змінюється відповідно від 0,25 до 0,8 МПа/°.



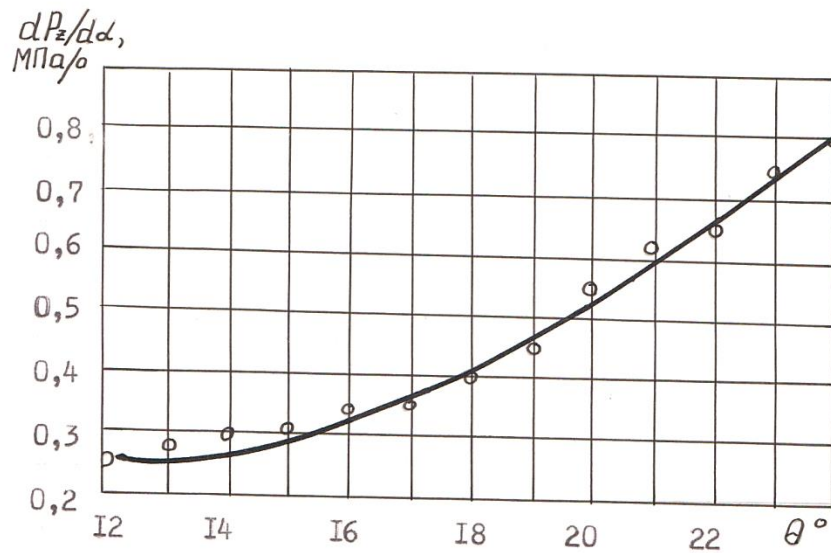


Рисунок 2.4. Залежність жорсткості роботи дизеля Д-240 від кута випередження впрыскування  $\Theta$

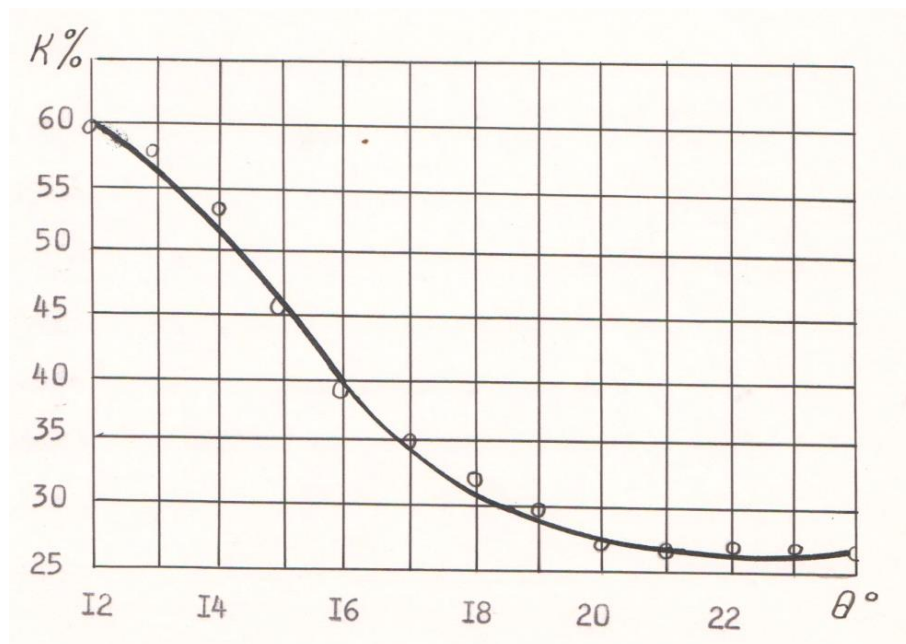


Рисунок 2.5. Вплив кута випередження впрыскування на задимленість вихлопних газів дизеля Д-240

Аналіз результатів спостережень за роботою 50-ти тракторів МТЗ-82 дозволив побудувати діаграму діапазону векторів ознак зміни параметрів ( $Q_{ц}$  та  $\Theta$ ) паливних насосів в процесі рядової експлуатації (рис. 2.6).

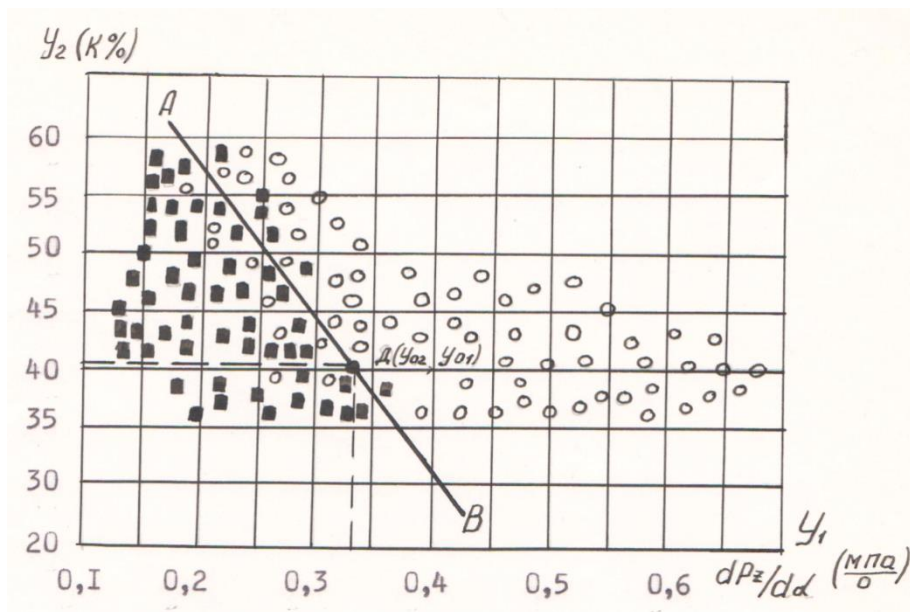


Рисунок 2.6. Діаграма розкиду векторів ознак (■ -  $Q_{ц}$ , ○ -  $\Theta$ ).

З (рис. 2.6) доцільно зробити наступний висновок при розпізнаванні образів. Вважати, що причиною відмови в роботі паливного насоса являється зміна циклічної подачі палива  $Q_{ц}$ , якщо вектор ознак попадає лівіше прямої АВ, в протилежному випадку вважати, що змінився кут випередження вприскування  $\Theta$ . Причому, лівіше від точки Д відповідає зменшенню кута випередження  $\Theta$  або збільшенню кута випередження вприскування або зменшенню циклічної подачі палива.

Таким чином, завдання класифікації (розпізнавання образів) по суті представляє собою задачу розбиття простору на області, по одній для кожного класу. Розбиття потрібно проводити так, щоб не було помилкових рішень, тобто звести вірогідність помилки до мінімуму. При цьому, задача класифікації перетворюється в задачу статистичної теорії прийняття рішень.

Практично дуже важко, а інколи неможливо вибрати правильне рішення, якщо судити про характеристику образу тільки по одному або двом критеріям (параметрам). Для доказу цього, проведено дослід з плунжерними парами паливного насосу.

Припустимо, що необхідно провести сортування зношених плунжерних пар придатних і непридатних до подальшого використання. В якості ознак,

використовуваних для опису класів придатних і непридатних пар можна взяти величину зазору  $\delta_1$ . Спостерігаючи, перевищує чи ні його середня величина деякі критичні значення  $\delta_0$  можна оцінити придатність плунжерної пари до подальшої експлуатації. Плунжерні пари із зазором менше критичного значення  $\delta_0$ , віднесемо до класу  $\Omega_1$ , а із зазором більше його критичного значення до класу  $\Omega_2$ .

За результатами експериментальних даних побудована гістограма величини зазору в плунжерних парах, які були в експлуатації (рис.2.7).

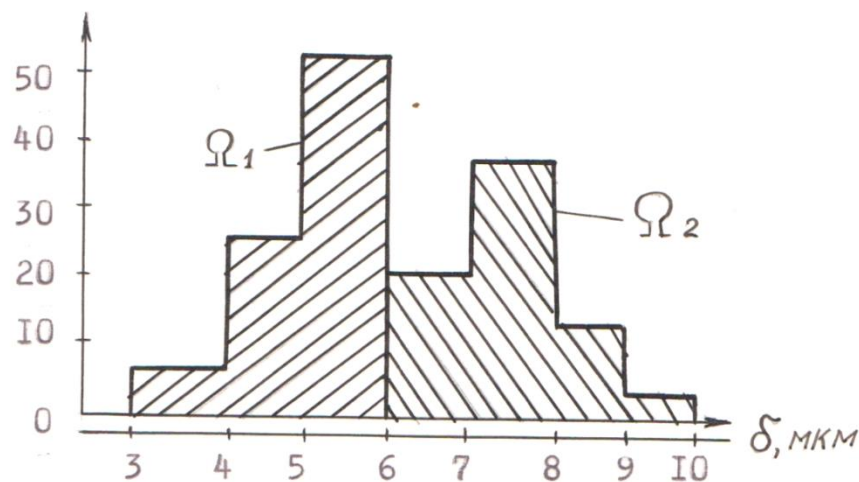


Рисунок 2.7. Гістограма величини зазору (по осі ординат – число плунжерних пар)

З (рис. 2.7) робимо висновок, що не всі плунжерні пари, які відносять до класу  $\Omega_2$ , до подальшої експлуатації непридатні. І, навпаки, плунжерні пари, які відносять до класу  $\Omega_1$  придатні до подальшої експлуатації.

З дослідів видно, що не всі плунжерні пари, які відносять до  $\Omega_1$ , показали задовільні результати в процесі експлуатації, і, навпаки деякі плунжерні пари, які відносять до класу  $\Omega_2$  показали задовільні результати в процесі експлуатації. Це говорить про те, що для розпізнавання образів тільки один критерій (параметр) не завжди достатньо надійний.

Таким чином, для того, щоб вибрати оптимально-правильне рішення при розпізнаванні образів, бажано мати достатню кількість критеріїв (параметрів), які характеризують розпізнавальний образ.

В залежності від технічного стану паливної системи дизеля виділимо наступні класи (рис. 2.3):

$\Omega_{14}$  – система живлення справна;

$\Omega_1$  – система живлення несправна;

$\Omega_1^1$  – форсунка несправна;

$\Omega_1^2$  – паливний насос несправний;

$\Omega_1^3$  – підкачувальний насос несправний;

$\Omega_1^4$  – регулятор паливного насосу несправний;

$\Omega_1^5$  – паливні фільтри несправні;

$\Omega_1^6$  – повітроочисник несправний.

Припустимо, що необхідно провести розпізнавання образів паливних систем дизелів після 3000 мото·годин роботи тракторів МТЗ-82, тобто в'яснити технічний стан дизеля та придатність його до подальшої експлуатації.

В процесі довготривалої експлуатації дизелів параметри паливної апаратури (циклічна подача палива  $Q_{ц}$ , кут випередження вприску  $\Theta$ , тиск вприскування  $P_{ф}$ , тривалість подачі палива  $\varphi_2$ , зазор в плунжерній парі  $\delta_1$  та інш.) змінюються.

Досвід проводився з 50-ма тракторами МТЗ-82. В залежності від технічного стану (визначався за 3-ма ознаками – по задимленості викиду відпрацьованих газів, втрати потужності, стукам) дизелі були розподілені на 3 групи  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $D_3$ . В групу  $D_1$  входили трактори з задимленим викидом дизелів, тобто ознакою, що характеризує їх технічний стан, являється параметр  $\Theta_1$  (задимлений викид). В групу  $D_2$  входили трактори, ознакою несправності яких була втрата потужності дизеля (параметр  $\Theta_2$ ). І група  $D_3$  характеризується ознакою  $\Theta_3$  – стуки в двигуні.

Розподіл тракторів МТЗ-82 за групами: перший стан – після 500 мото·годин роботи, другий стан – після 1500 мото·годин і третій стан – після 3000 мото·годин роботи приведений в (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 - Розподіл тракторів за групами по стану

Трактори МТЗ-82 в кількості 50 од.	Кількість тракторів, розподілених за групами		
	Д <sub>1</sub>	Д <sub>2</sub>	Д <sub>3</sub>
Ознаки (параметри)			
	Перший стан після 500 мото·годин роботи		
Задимлений викид ( $\Theta_1$ )	8		
Втрата потужності ( $\Theta_2$ )		5	
Стуки в двигуні ( $\Theta_3$ )			3
	Другий стан після 1500 мото·годин роботи		
Задимлений викид ( $\Theta_1$ )	22		
Втрата потужності ( $\Theta_2$ )		12	
Стуки в двигуні ( $\Theta_3$ )			8
	Третій стан після 3000 мото·годин роботи		
Задимлений викид ( $\Theta_1$ )	35		
Втрата потужності ( $\Theta_2$ )		41	
Стуки в двигуні ( $\Theta_3$ )			21

Як видно із таблиці, що через 500 годин роботи тракторів спостерігалось: задимлений викид – 8 тракторів, втрата потужності – 5 тракторів і стуки в двигуні – 3 трактора. Вірогідність вказаних несправностей відповідно дорівнюють:  $P(D_1) = 8 : 50 = 0,16$ ;  $P(D_2) = 5 : 50 = 0,1$ ;  $P(D_3) = 3 : 50 = 0,06$ . Подальший розрахунок проводиться за формулами, вказаними в (табл. 2.3).

За результатами розрахунку побудовані закони розподілу випадкових величин  $\Theta_1$ ,  $\Theta_2$ ,  $\Theta_3$  для трьох станів дизелів Д<sub>1</sub>, Д<sub>2</sub>, Д<sub>3</sub> (рис. 2.8 – 2.10).

Таблиця 2.3 - Розрахункова таблиця

№ № з/ п	Рівняння	№ рівняння	Значення параметрів								
			Стан 1			Стан 2			Стан 3		
			Д <sub>1</sub>	Д <sub>2</sub>	Д <sub>3</sub>	Д <sub>1</sub>	Д <sub>2</sub>	Д <sub>3</sub>	Д <sub>1</sub>	Д <sub>2</sub>	Д <sub>3</sub>
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	$\mu = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n X_k$	3.7	0,1	0,07	0,05	0,30	0,15	0,1	0,4	0,5	0,27
2	$\Sigma = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (x_k - \mu)(x_k - \mu)^t$	3.8	0,02	0,01	0,01	0,04	0,02	0,014	0,05	0,06	0,025
3	$P(Y_i)$		0,16	0,1	0,06	0,44	0,24	0,16	0,7	0,82	0,42
4	$P(y_i / x) = \frac{P(x / y_i)P(y_i)}{\sum_{i=1}^c P(x / y_i)P(y_i)}$	3.23	0,003	0,0005	0,00005	0,08	0,01	0,003	0,34	0,55	0,07
5	$P(x / y_i) = \frac{P(y_i)}{P_1(y_i) + P_2(y_i) + P_3(y_i)}$		0,83	0,09	0,01	0,9	0,07	0,01	0,34	0,64	0,04
6	$R(\beta_j / x) = \sum_{i=1}^c \lambda(\beta_j / y_i)P(y_i / x)$	3.24	0,75	0,02	0,0004	0,22	0,21	0,00009	0,35	1,06	0,084
7	$\lambda_o = \frac{P^I(y_i / x)R^I(\beta_j / x)}{P^{II}(y_i / x)R^{II}(\beta_j / x)}$	3.45	0,00002	0,00003	0,0004	0,13	0,33	0,03	0,15	0,004	0,05

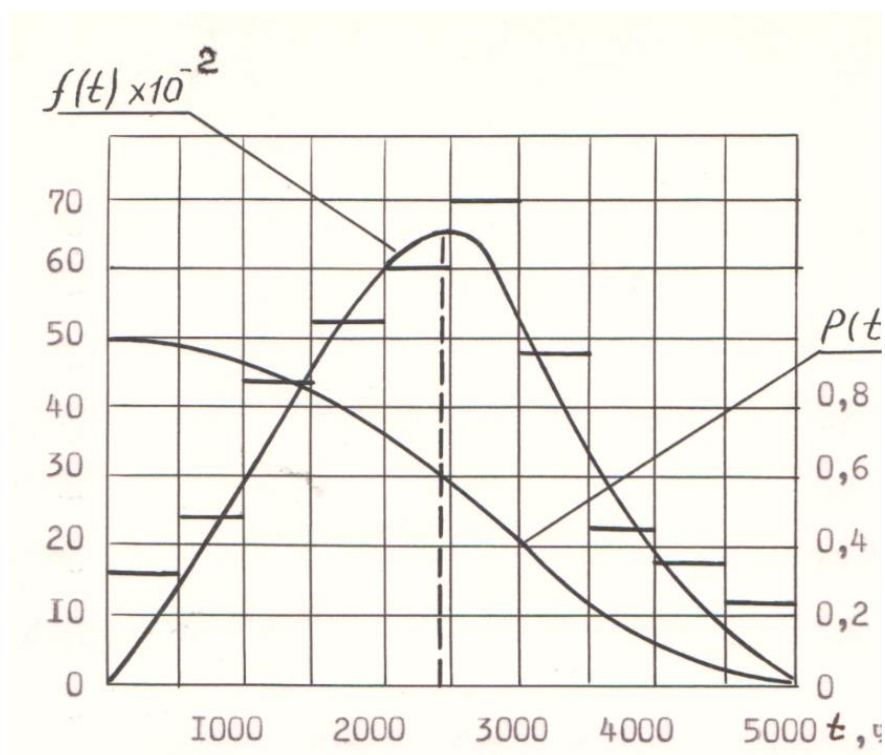


Рисунок 2.8. Закони розподілу для першого стану двигуна.

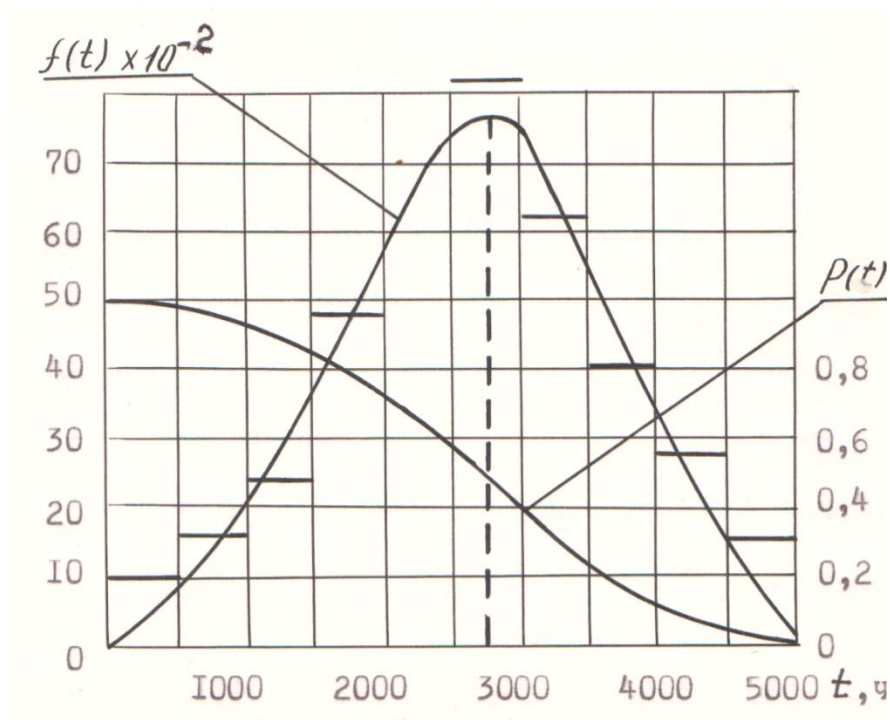


Рисунок 2.9. Закони розподілу для другого стану двигуна.

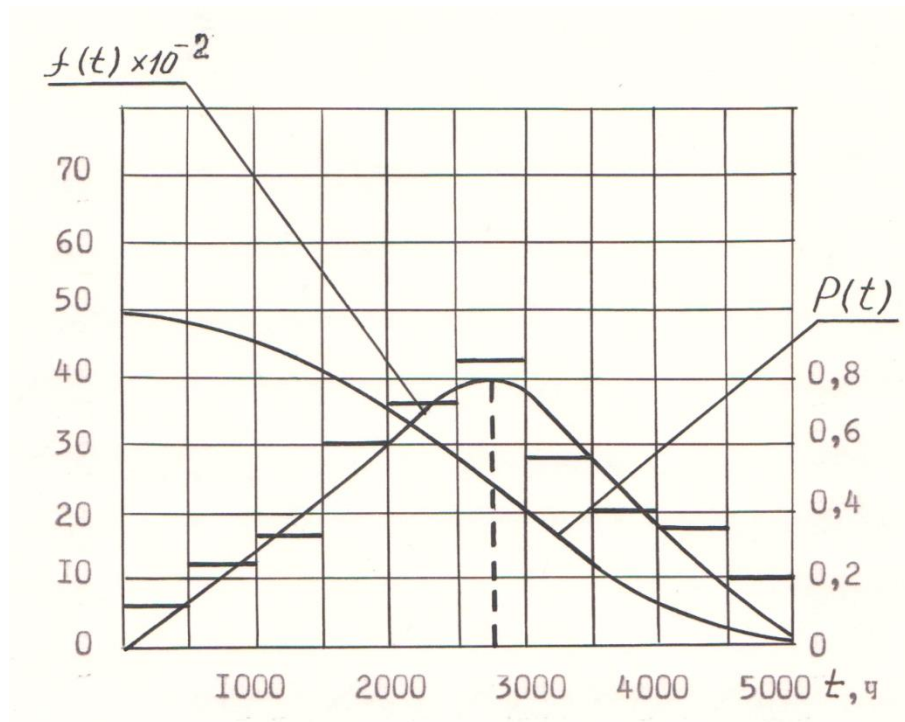


Рисунок 2.10. Закони розподілу для третього стану двигуна.

З аналізу (табл. 2.3) при порівнянні  $P(Y_j / x)$  та  $P(Y_i / x)$ , маємо:

### 1 стан дизеля

$D_1 - P(Y_j / x) > P(Y_i / x)$  – справний

$D_2 - P(Y_j / x) < P(Y_i / x)$  – несправний

$D_1 - P(Y_j / x) > P(Y_i / x)$  – справний

### 2 стан дизеля

$D_1 - P(Y_j / x) > P(Y_i / x)$  – справний

$D_2 - P(Y_j / x) < P(Y_i / x)$  – несправний

$D_1 - P(Y_j / x) < P(Y_i / x)$  – несправний

### 3 стан дизеля

$D_1 - P(Y_j / x) > P(Y_i / x)$  – справний

$D_2 - P(Y_j / x) > P(Y_i / x)$  – справний

$D_1 - P(Y_j / x) < P(Y_i / x)$  – несправний

Щоб зменшити вірогідність прийняття помилкових рішень необхідно про технічний стан дизеля судити не за одним або двома, а за декількома параметрами, які суттєво впливають на його технічний стан.

Основними експлуатаційними показниками автотракторних дизелів, які характеризують їх технічний стан, є ефективна потужність, годинна ти питома витрата палива. Погіршення основних показників в процесі довготривалої експлуатації відбувається в результаті зміни численних параметрів дизеля та, в особливості, параметрів паливної системи: подачі палива  $Q_{ц}$ , кута випередження вприску  $\Theta$ , тривалості подачі палива  $\varphi_2$ , активного ходу плунжера  $h_2$ , зазору в плунжерних парах  $\delta_1$ , ефективного перерізу розпилювача  $(\mu f)_p$ , що і визначає залишковий ресурс дизеля.

Таким чином, для визначення ресурсу надійності та довговічності автотракторних дизелів методом розпізнавання образів, необхідно провести дослідження багатофакторності зв'язків параметрів дизеля в цілому і паливної системи окремо.



## 2.4. Вибір та обґрунтування методу вирішення для визначення багатofакторності зв'язків параметрів дизеля та його систем

Математична модель двигуна з метою отримання інтерполяційного полінома залежностей між факторами, який пов'язує між собою деякі групи параметрів:  $X = \{x_1, x_2, \dots, x_i\}$  - кількість факторів несправностей, порушення регулювання системи дизеля;  $Z = \{z_1, z_2, \dots, z_m\}$  - кількість некерованих керуючих факторів, таких, як температура, тиск і вологість навколишнього середовища (повітря) та інш.;  $Y = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}$  - кількість некерованих і неконтрольованих факторів; різні мікро- та макропроцеси, які неможливо реєструвати;  $U = \{u_1, u_2, \dots, u_j\}$  - кількість вихідних параметрів.

Математична модель може бути представлена у вигляді залежності

$$U = F(X, Y, Z), \quad (2.3)$$

де  $U$  – функція відклику за впливовими факторами.

Для визначення ступеню впливу експлуатаційних факторів на технічний стан дизеля апроксимується невідома функція  $U = f(x_1, x_2, \dots, x_i)$  інтерполяційним поліномом виду:

$$U = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_ix_i + b_{12}x_1x_2 + \dots + b_{(i-1)i}x_{i-1}x_i + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + \dots + b_{ii}x_i^2, \quad (2.4)$$

де  $b_0$  – значення функції відгуку на початку координат  $X_{01}, X_{02}, \dots, X_{0i}$ ;

$$b_n = \frac{\partial U}{\partial x_n}; \quad b_{mm} = \frac{\partial^2 U}{\partial x_n \partial x_m}; \quad b_{nn} = \frac{1}{2} \frac{\partial^2 U}{\partial x_n^2}. \quad (2.5)$$

Функція (2.4) точно описує шукану поверхню, яка відповідає дослідному процесу. При цьому обмежується звичайним поліномом першого або другого ступеню.

В тому випадку, якщо у функції  $U = F(X, Y, Z)$ , багатьох незалежних змінних  $X, Y, Z$  диференціювати функціями однієї змінної  $T$ , тоді звичайний

диференціал  $dU$  виражається через  $X, Y, Z$  і через звичайні диференціали  $dX, dY, dZ$  за формулою повного диференціала, якби змінні  $X, Y, Z$  продовжували залишатись незалежними:

$$dF(X, Y, Z) = \frac{\partial F}{\partial X} dX + \frac{\partial F}{\partial Y} dY + \frac{\partial F}{\partial Z} dZ, \quad (2.6)$$

$$\text{де } X = f(T), \quad Y = \varphi(T), \quad Z = \psi(T).$$

Поділивши рівняння (2.6.) на диференціал незалежної змінної  $T$ , отримаємо:

$$\frac{dU}{dT} = \frac{dF(X, Y, Z)}{dT} = \frac{\partial F}{\partial X} \cdot \frac{dX}{dT} + \frac{\partial F}{\partial Y} \cdot \frac{dY}{dT} + \frac{\partial F}{\partial Z} \cdot \frac{dZ}{dT} \quad (2.7)$$

Нехай  $W = F(H, \theta, U)$  якщо функція трьох аргументів  $H, \theta, U$ , які, в свою чергу, суть функції яких-небудь нових чотирьох незалежних змінних  $X, Y, Z$  та  $T$ , тобто:

$$\begin{aligned} H &= h(X, Y, Z, T); \\ \theta &= \theta(X, Y, Z, T); \\ U &= u(X, Y, Z, T). \end{aligned}$$

Розглядаючи аргументи  $X, Y, Z$  та  $T$  по одному як одна незалежна змінна  $i$ , внаслідок, припускаючи постійними чисельними значеннями трьох інших букв  $i$ , використовуючи рівняння (2.7), отримаємо чотири окремі похідні  $\frac{\partial W}{\partial X}, \frac{\partial W}{\partial Y}, \frac{\partial W}{\partial Z}, \frac{\partial W}{\partial T}$  і за формулами:

$$\begin{aligned} \frac{\partial W}{\partial X} &= \frac{\partial F}{\partial H} \cdot \frac{\partial H}{\partial X} + \frac{\partial F}{\partial \theta} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial X} + \frac{\partial F}{\partial U} \cdot \frac{\partial U}{\partial X}; \\ \frac{\partial W}{\partial Y} &= \frac{\partial F}{\partial H} \cdot \frac{\partial H}{\partial Y} + \frac{\partial F}{\partial \theta} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial Y} + \frac{\partial F}{\partial U} \cdot \frac{\partial U}{\partial Y}; \\ \frac{\partial W}{\partial Z} &= \frac{\partial F}{\partial H} \cdot \frac{\partial H}{\partial Z} + \frac{\partial F}{\partial \theta} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial Z} + \frac{\partial F}{\partial U} \cdot \frac{\partial U}{\partial Z}; \\ \frac{\partial W}{\partial T} &= \frac{\partial F}{\partial H} \cdot \frac{\partial H}{\partial T} + \frac{\partial F}{\partial \theta} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial T} + \frac{\partial F}{\partial U} \cdot \frac{\partial U}{\partial T}. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Помноживши ці рівняння, відповідно, на диференціал  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$  та  $dT$  незалежних змінних  $X, Y, Z$  та  $T$  і, складаючи за вертикальними колонками, отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{\partial W}{\partial X} dX + \frac{\partial W}{\partial Y} dY + \frac{\partial W}{\partial Z} dZ + \frac{\partial W}{\partial T} dT = \\ = \frac{\partial F}{\partial H} \left( \frac{\partial U}{\partial X} dX + \frac{\partial U}{\partial Y} dY + \frac{\partial U}{\partial Z} dZ + \frac{\partial U}{\partial T} dT \right). \end{aligned} \quad (2.9)$$

Таким чином, в лівій частині отримаємо повний диференціал  $dW$  складної функції  $W$  за істинними незалежними змінними  $X, Y, Z$  та  $T$ , в правій частині сума, записана в дужках, є повним диференціалом  $dH$  функції

$H(X, Y, Z, T)$  за цими змінними, тобто вся права частина виразу представлена у вигляді:

$$\frac{\partial F}{\partial H} dH + \frac{\partial F}{\partial \theta} d\theta + \frac{\partial F}{\partial U} dU,$$

тоді:

$$dW = \frac{\partial F}{\partial H} dH + \frac{\partial F}{\partial \theta} d\theta + \frac{\partial F}{\partial U} dU \quad (2.10)$$

Завдання взаємозв'язку параметрів робочого процесу дизеля та його надійності і довговічності більш важке, ніж задача впливу плануємих параметрів двигуна, що проектується, на його потужність та економічність.

Вирішення другої задачі методами (2.4 та 2.10) вважається прийнятним, в той же час вирішення першої задачі громіздке та потребує довгих і ретельних підрахунків. У зв'язку з чим, при вирішенні та аналізу задачі пропонується використовувати метод малих відхилень. З аналізу ряду робіт [18, 19, 41, 42] відомо, що використання методу малих відхилень дозволяє помітно зменшити, порівняно зі звичайними методами розрахунку, об'єм обчислювальної роботи та забезпечую високу точність результатів.



Підставимо ці наближення в праві частини рівнянь (2.12), отримаємо другі наближення  $x_1^{(2)}, \dots, x_m^{(2)}$  для шуканих невідомих:

$$\begin{aligned} x_1^{(2)} &= \frac{b_1}{a_{11}} - \dots - \frac{a_{12}}{a_{11}} x_2^{(1)} - \dots - \frac{a_{1m}}{a_{11}} x_m^{(1)}; \\ x_2^{(2)} &= \frac{b_2}{a_{22}} - \frac{a_{21}}{a_{22}} x_1^{(1)} - \dots - \frac{a_{2m}}{a_{22}} x_m^{(1)}; \\ &\dots\dots\dots \\ x_m^{(2)} &= \frac{b_m}{a_{mm}} - \frac{a_{m1}}{a_{mm}} x_1^{(1)} - \frac{a_{m2}}{a_{mm}} x_2^{(1)} - \dots - \frac{a_{m,m-1}}{a_{mm}} x_{m-1}^{(1)}; \end{aligned}$$

Точно так само, якщо уже знайдені  $n$ -і наближення,  $x_{m-1}^{(n)}, x_2^{(n)}, \dots, x_m^{(n)}$  для невідомих, то наступний крок виконується за формулами:

$$\begin{aligned} x_1^{(n+1)} &= \frac{b_1}{a_{11}} - \dots - \frac{a_{12}}{a_{11}} x_2^{(n)} - \dots - \frac{a_{1m}}{a_{11}} x_m^{(n)}; \\ x_2^{(n+1)} &= \frac{b_2}{a_{22}} - \frac{a_{21}}{a_{22}} x_1^{(n)} - \dots - \frac{a_{2m}}{a_{22}} x_m^{(n)}; \\ &\dots\dots\dots \\ x_m^{(n+1)} &= \frac{b_m}{a_{mm}} - \frac{a_{m1}}{a_{mm}} x_1^{(n)} - \frac{a_{m2}}{a_{mm}} x_2^{(n)} - \dots - \frac{a_{m,m-1}}{a_{mm}} x_{m-1}^{(n)}; \end{aligned} \tag{2.13}$$

Цей приклад підтверджує громіздкість і незручність даного методу розрахунку на практиці.

Зазвичай зміна одного параметру викликає зміну багатьох інших, пов'язаних з ним, і заздалегідь оцінити весь ланцюг змін параметрів процесу, - задача надто складна.

Рішення задачі можливо спростити та практично зробити її вирішуваною, якщо багатofакторність зв'язків параметрів дослідити не за абсолютною величиною зміни параметрів, а за їх порівняно невеликими відхиленнями.

Розглянемо функціональну залежність:

$$y = f(x) \tag{2.14}$$

Ця залежність показує, що зміна величини  $x$  викликає зміну величини  $y$ , а постійність  $x$  супроводжується постійністю  $y$ .

Припустимо, що аргумент спочатку має деяке значення  $x$ , а потім отримує наростання  $\Delta x$ . Тоді нове значення аргументу буде  $x + \Delta x$ .

Так як аргумент змінився і перейшов від старого значення  $x$  до нового  $x + \Delta x$ , змінилась і залежна змінна, перейшовши від старого значення  $y$  до нового  $y + \Delta y$ , де  $\Delta y$  є наростання функції, викликане наростанням  $\Delta x$  аргументу, тоді:

$$y + \Delta y = f(x + \Delta x),$$

або

$$\Delta y = f(x + \Delta x) - f(x) \quad (2.15)$$

Змінна величина змінюється весь час. Змінна  $x$  приймає послідовно нескінченну кількість значень, через які вона «проходить». При цьому жодне із значень, прийнятих змінною  $x$ , не буде останнім, так як за кожним значенням, прийнятим змінною  $x$ , є подальше значення, через яке змінна  $x$  пройде пізніше.

Зміна змінної  $x$  може протікати по-різному, але, при всіх змінах змінної  $x$  наближаються до постійної величини  $a$ , тобто до своєї межі, а якщо абсолютна величина різності  $x - a$  буде весь час залишатись меншою будь-якого малого додатного числа  $\varepsilon$ , тобто, якщо починаючи з деякого моменту, буде весь час справедлива нерівність:  $|x - a| < \varepsilon$  яким би не було, взяте додатне число  $\varepsilon$ .

Припустимо, що додатні величини  $x = b$  і  $y = c$ , тоді для знаходження залежності між невеликими зростаннями величин  $y$  та  $x$  використовується лінійне співвідношення:

$$\Delta y = f'(b)\Delta x, \quad (2.16)$$

де  $\Delta x = x - b;$   $\Delta y = y - c.$

Очевидно, що різності  $x - b$  та  $y - c$  є нескінченно малими величинами. Звідси, позначаючи різність через  $\alpha$ , а  $y - c$  через  $\beta$  маємо:

$$\begin{aligned} x &= b + \alpha = b + \Delta x; \\ y &= c + \beta = c + \Delta y, \end{aligned}$$

Тобто будь-яка змінна величина, що направляються до межі, розбиваються на суму двох доданків: перший доданок є постійне число, яке є межею змінної, що розглядається, другий доданок є нескінченно малим числом [33]. Приймаємо, що зростання функцій дорівнюють відповідним їх диференціалам, тобто:

$$dy \approx f'(b)dx$$

Відомо, що сума двох, трьох і, будь-яких нескінченно малих чисел, що не змінюються буде завжди нескінченно мала величина. Наприклад, нехай маємо  $n$  змінних величин  $\alpha, \beta, \gamma, \dots, y$ , кожна з яких рівна  $1/n$ , а саме:

$$\sigma = \alpha + \beta + \gamma \dots + y = \frac{1}{n} + \frac{1}{n} + \frac{1}{n} + \dots + \frac{1}{n} = n \frac{1}{n} = 1$$

Отже, вона залишається постійно рівна одиниці.

Функція  $f(x, y)$  двох незалежних змінних  $x$  та  $y$  неперервна для значень  $(a$  і  $b)$  змінних  $x, y$ , якщо маємо:

$$\lim_{\substack{x \rightarrow a \\ y \rightarrow b}} f(x, y) = f(a, b),$$

Тобто, при малій зміні однієї чи двох незалежних змінних одночасно, відбувається мала зміна значення функції.

Пояснимо це геометрично: розглянемо поверхню, представлену в рівнянні (рис. 2.11) [33]:

$$z = f(x, y)$$

Розглянемо на поверхні постійну точку  $M$ , для якої:  $x = a$  та  $y = b$ .

Зростання незалежних змінних  $x$  та  $y$  назвемо  $\Delta x$  та  $\Delta y$ , а відповідне зростання змінної назвемо  $\Delta z$ , і нехай будуть координати точки  $M$  (рис. 2.11):

$$x + \Delta x, \quad y + \Delta y, \quad z + \Delta z$$

Значення функції в точці  $(a, b)$  будуть:

$$z = f(a, b) = PM$$

Якщо в точці  $M$  функція неперервна, то, яким би чином  $\Delta x$  та  $\Delta y$  не наближались до межі, що дорівнює нулю,  $\Delta z$  буде так само наближатись до межі нуль, тобто звідки б точка  $M$  не наближалась по поверхні до точки  $M$ ,  $P^1M^1$  буде завжди наближатись до співпадіння з  $PM$ .

Подібне ж визначення утримується і для неперервної функції більш ніж двох незалежних змінних, наприклад:

$$y = f_1(x, t, r);$$

$$z = f_2(x, t, r, y);$$

При умові зміни всіх аргументів зростання функції приймається рівним її повному диференціалу

$$\Delta y \equiv dy = c_1 \Delta x + c_2 \Delta t + c_3 \Delta r;$$

$$\Delta z \equiv dz = c_4 \Delta x + c_5 \Delta t + c_6 \Delta r + c_7 \Delta y.$$

Тут величини:

$$C_1 = \frac{\partial f_1}{\partial x}; \quad C_2 = \frac{\partial f_1}{\partial t}; \quad C_3 = \frac{\partial f_1}{\partial r}; \quad C_4 = \frac{\partial f_2}{\partial x} \text{ та інш.}$$

представляють собою числові коефіцієнти, рівні значенням відповідних приватним похідним в початковій точці, тобто при  $x = x_0$ ,  $t = t_0$ ,  $r = r_0$ .

Таким чином, використання початкових відношень методу малих відхилень означає лінеаризацію початкових рівнянь процесу, що значно спрощує аналіз залежності між наростанням зв'язаних між собою параметрів.

Особливість диференціальних рівнянь, а саме, похідних першого порядку в тому, що їх розв'язання цілком визначається інтегральними кривими деяких систем звичайних диференціальних рівнянь.

Будь-яке розв'язання  $z = f(x, y)$  зображується поверхнею в  $(x, y, z)$ -просторі, який лежить над площиною  $XOY$ . Точки цієї поверхні, що лежать на одній висоті  $C$  над площиною  $XOY$ , тобто мають фіксоване значення  $C$  функції  $f(x, y)$ , утворюють деяку криву, яку називають лінією рівня (рис. 2.12) [33].



Рівняння лінії має вигляд:

$$x = \varphi_1(t), \quad y = \varphi_2(t), \quad z = c, \quad (2.17)$$

де  $t$  – параметр, а функції  $\varphi_1$  та  $\varphi_2$  неперервно диференційовані:

$$f(\varphi_1(t), \varphi_2(t)) \equiv c$$

Проекція ліній рівня на площину  $XOY$  задані двома незалежними від  $f$  диференціальними рівняннями  $\varphi_1' = f(\varphi_1, \varphi_2)$  та  $\varphi_2' = g(\varphi_1, \varphi_2)$  та для всіх інтегральних поверхонь однакові.

На основі цього можна запропонувати наступний спосіб знаходження інтегральних поверхонь: знаходимо інтегральні криві системи звичайних диференціальних рівнянь:

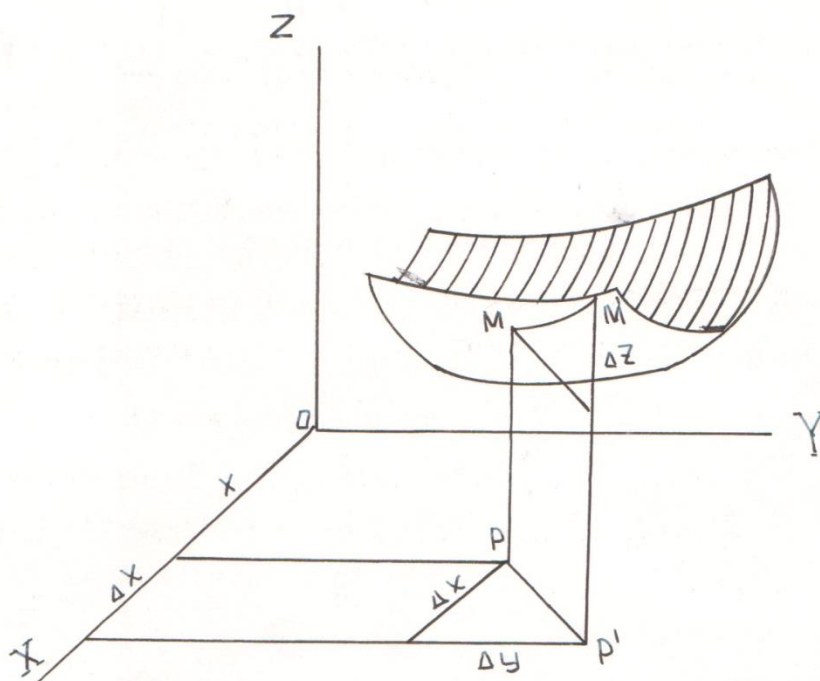


Рисунок 2.11. Поверхня, представлена рівнянням  $Z = f(X, Y)$ .

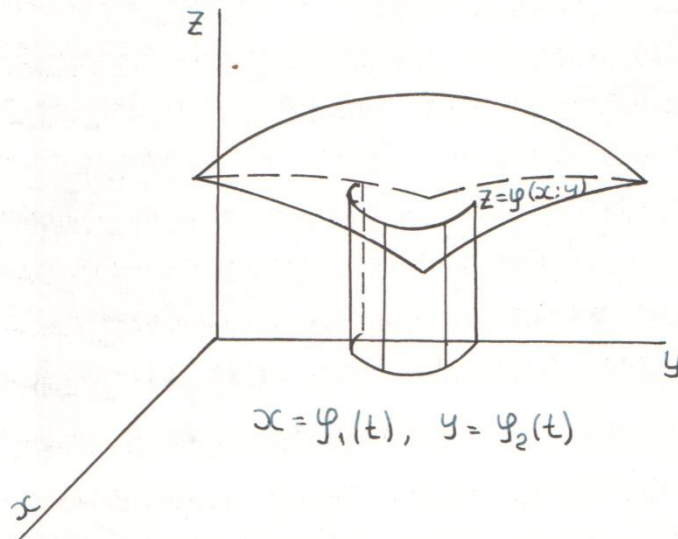


Рисунок 2.12 Поверхня, яка представлена рівнянням  $Z = f(x, y)$ .

$$x^l(t) = f(x, y), \quad y^l(t) = g(x, y), \quad (\text{являють собою проекції}$$

ліній рівня шуканої поверхні) і піднімаємо ці криві на підходящу висоту так, щоб вони створювали деяку неперервну диференційовану поверхню  $z = f(x, y)$ , Цей принцип являється найважливішим при конструюванні інтегральних поверхонь.

## 2.6. Багатофакторний зв'язок параметрів у малих відхиленнях та можливість використання в дослідженні робочих процесів двигуна

Метод малих відхилень – це наближений метод визначення взаємного зв'язку між невеликими змінами параметрів, які характеризують той чи інший процес або фізичне явище.

Розглянемо функцію  $U = F(X, Y, Z)$ , якщо  $X, Y, Z$  отримують одночасне наростання  $\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$ , то функція  $U$  отримує зростання, яке називається повним зростанням на відміну від зростання функції, яка утворюється від зміни тільки однієї змінної. Позначимо повне зростання функції через  $\Delta U$ , доцільно записати:

$$\Delta U = F(X + \Delta X, Y + \Delta Y, Z + \Delta Z) - F(X, Y, Z), \quad (2.19)$$

І незалежно від виду і складності цих залежностей (змінних може бути і більше) можна скласти систему однорідних лінійних рівнянь, які зв'язують між собою відхилення  $\Delta U, \Delta X, \Delta Y, \Delta Z$  :

$$\Delta U = \left(\frac{\Delta U}{\Delta X}\right)\Delta X + \left(\frac{\Delta U}{\Delta Y}\right)\Delta Y + \left(\frac{\Delta U}{\Delta Z}\right)\Delta Z. \quad (2.20)$$

Тут величини  $\frac{\Delta U}{\Delta X}, \frac{\Delta U}{\Delta Y}, \left(\frac{\Delta U}{\Delta Z}\right)$  являють числові коефіцієнти, які представляють значення відповідних приватних похідних в точці  $(X_0, Y_0, Z_0)$ .

Для випадку, коли  $X, Y, Z$  є незалежними змінними,  $\Delta X = dX, \Delta Y = dY, \Delta Z = dZ$ , маємо:

$$dU = \frac{\partial U}{\partial X}dX + \frac{\partial U}{\partial Y}dY + \frac{\partial U}{\partial Z}dZ. \quad (2.21)$$

Багатофакторність зв'язків параметрів дизелів для аналізу його технічного стану представимо у вигляді блок-схеми (рис. 2.13).

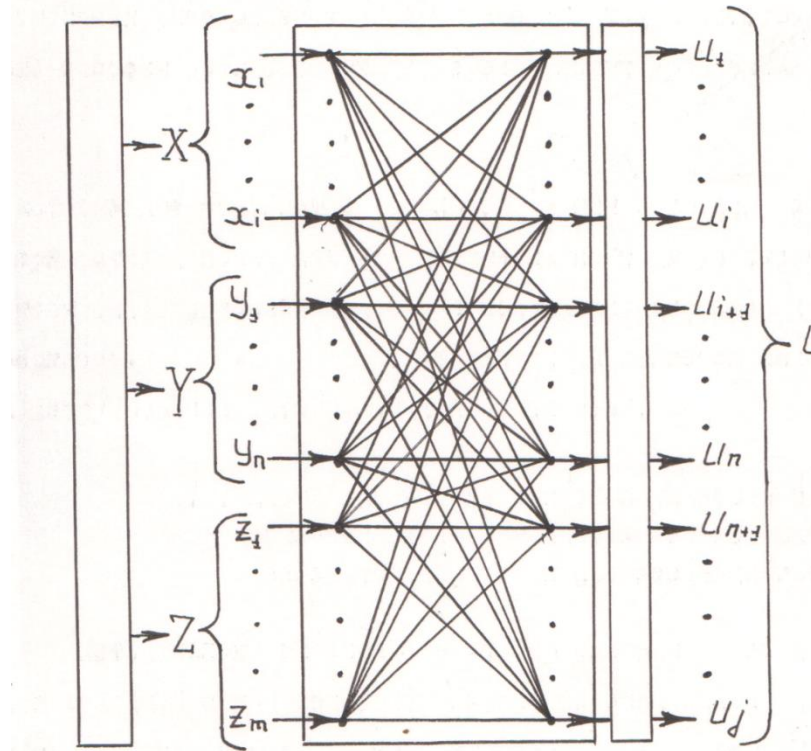


Рисунок 2.13. Блок-схема багатофакторності зв'язків параметрів двигуна в загальному вигляді.

Складемо блок-схеми, які визначають багатфакторність зв'язків між параметрами  $X, Y, Z$  (рис. 2.14).

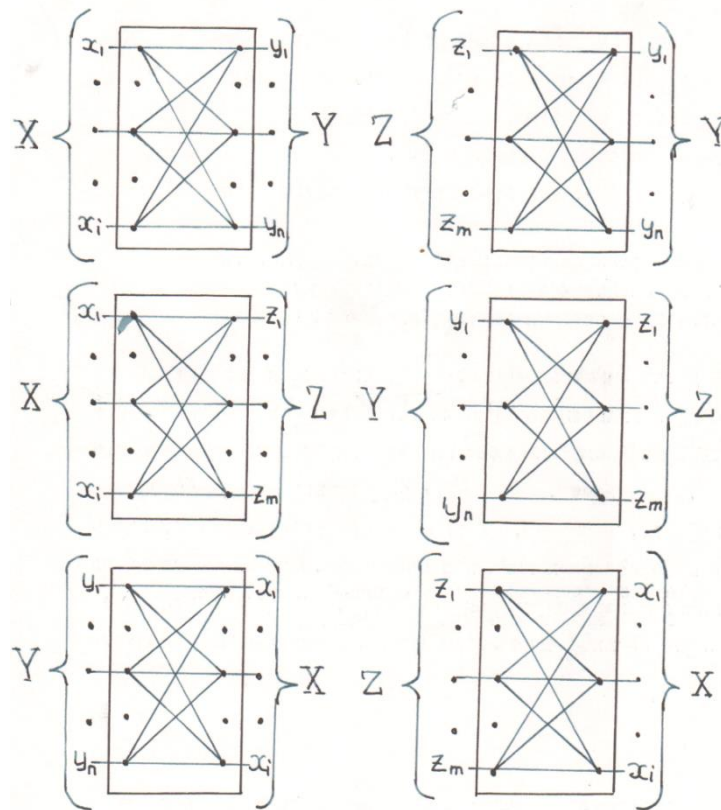


Рисунок 2.14. Блок-схеми багатфакторності зв'язків вхідних параметрів двигуна  $X, Y, Z$  у загальному виді:

$$Y = f(X), Y = f_1(Z), Z = f_2(X), Z = f_3(Y), X = f_4(Y), X = f_5(Z) \quad (2.22)$$

Застосовуючи метод малих відхилень, складемо систему однорідних лінійних рівнянь, які зв'язують між собою відхилення  $\Delta X, \Delta Y, \Delta Z, \Delta X, \Delta Y, \Delta Z$

Для цього спочатку рівняння (2.22) представимо у вигляді:

$$\begin{aligned} Y &= f(x_1, x_2, \dots, x_k, \dots, x_{i-1}, x_i); \\ Y &= f_1(z_1, z_2, \dots, z_k, \dots, z_{m-1}, z_m); \\ Z &= f_2(x_1, x_2, \dots, x_k, \dots, x_{i-1}, x_i); \\ Z &= f_3(y_1, y_2, \dots, y_k, \dots, y_{n-1}, y_n); \\ X &= f_4(y_1, y_2, \dots, y_k, \dots, y_{n-1}, y_n); \\ X &= f_5(z_1, z_2, \dots, z_k, \dots, z_{n-1}, z_n); \end{aligned}$$

Маємо систему лінійних рівнянь в малих відхиленнях:

$$\begin{aligned} \Delta Y &= \left(\frac{\partial Y}{\partial x_1}\right)\Delta x_1 + \left(\frac{\partial Y}{\partial x_2}\right)\Delta x_2 + \dots + \left(\frac{\partial Y}{\partial x_k}\right)\Delta x_k + \dots + \\ &+ \left(\frac{\partial Y}{\partial x_{i-1}}\right)\Delta x_{i-1} + \left(\frac{\partial Y}{\partial x_i}\right)\Delta x_i; \end{aligned} \quad (2.24)$$

$$\begin{aligned} \Delta Y &= \left(\frac{\partial Y}{\partial z_1}\right)\Delta z_1 + \left(\frac{\partial Y}{\partial z_2}\right)\Delta z_2 + \dots + \left(\frac{\partial Y}{\partial z_k}\right)\Delta z_k + \dots + \\ &+ \left(\frac{\partial Y}{\partial x_{m-1}}\right)\Delta x_{m-1} + \left(\frac{\partial Y}{\partial x_m}\right)\Delta x_m; \end{aligned} \quad (2.25)$$

$$\begin{aligned} \Delta Z &= \left(\frac{\partial Z}{\partial x_1}\right)\Delta x_1 + \left(\frac{\partial Z}{\partial x_2}\right)\Delta x_2 + \dots + \left(\frac{\partial Z}{\partial x_k}\right)\Delta x_k + \dots + \\ &+ \left(\frac{\partial Z}{\partial x_{i-1}}\right)\Delta x_{i-1} + \left(\frac{\partial Z}{\partial x_i}\right)\Delta x_i; \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\begin{aligned} \Delta Z &= \left(\frac{\partial Z}{\partial y_1}\right)\Delta y_1 + \left(\frac{\partial Z}{\partial y_2}\right)\Delta y_2 + \dots + \left(\frac{\partial Z}{\partial y_k}\right)\Delta y_k + \dots + \\ &+ \left(\frac{\partial Z}{\partial y_{n-1}}\right)\Delta y_{n-1} + \left(\frac{\partial Z}{\partial y_n}\right)\Delta y_n; \end{aligned} \quad (2.27)$$

$$\begin{aligned} \Delta X &= \left(\frac{\partial X}{\partial y_1}\right)\Delta y_1 + \left(\frac{\partial X}{\partial y_2}\right)\Delta y_2 + \dots + \left(\frac{\partial X}{\partial y_k}\right)\Delta y_k + \dots + \\ &+ \left(\frac{\partial X}{\partial y_{n-1}}\right)\Delta y_{n-1} + \left(\frac{\partial X}{\partial y_n}\right)\Delta y_n. \end{aligned} \quad (2.28)$$

Якщо дотримуватись вимог рівняння (2.21) маємо:

$$\begin{aligned} dY &= \frac{\partial Y}{\partial x_1} dx_1 + \frac{\partial Y}{\partial x_2} dx_2 + \dots + \frac{\partial Y}{\partial x_k} dx_k + \dots + \\ &+ \frac{\partial Y}{\partial x_{i-1}} dx_{i-1} + \frac{\partial Y}{\partial x_i} dx_i; \end{aligned} \quad (2.29)$$

$$\begin{aligned} dY &= \frac{\partial Y}{\partial z_1} dz_1 + \frac{\partial Y}{\partial z_2} dz_2 + \dots + \frac{\partial Y}{\partial z_k} dz_k + \dots + \\ &+ \frac{\partial Y}{\partial x_{m-1}} dx_{m-1} + \frac{\partial Y}{\partial x_m} dx_m; \end{aligned} \quad (2.30)$$

$$dZ = \frac{\partial Z}{\partial x_1} dx_1 + \frac{\partial Z}{\partial x_2} dx_2 + \dots + \frac{\partial Z}{\partial x_k} dx_k + \dots + \frac{\partial Z}{\partial x_{i-1}} dx_{i-1} + \frac{\partial Z}{\partial x_i} dx_i; \quad (2.31)$$

$$dZ = \frac{\partial Z}{\partial y_1} dy_1 + \frac{\partial Z}{\partial y_2} dy_2 + \dots + \frac{\partial Z}{\partial y_k} dy_k + \dots + \frac{\partial Z}{\partial y_{n-1}} dy_{n-1} + \frac{\partial Z}{\partial y_n} dy_n; \quad (2.32)$$

$$dX = \frac{\partial X}{\partial y_1} dy_1 + \frac{\partial X}{\partial y_2} dy_2 + \dots + \frac{\partial X}{\partial y_k} dy_k + \dots + \frac{\partial X}{\partial y_{n-1}} dy_{n-1} + \frac{\partial X}{\partial y_n} dy_n. \quad (2.33)$$

$$\Delta X = \frac{\partial X}{\partial z_1} dz_1 + \frac{\partial X}{\partial z_2} dz_2 + \dots + \frac{\partial X}{\partial z_k} dz_k + \dots + \frac{\partial X}{\partial z_{m-1}} dz_{m-1} + \frac{\partial X}{\partial z_m} dz_m. \quad (2.34)$$

Таким чином, зв'язок між нескінченно малими змінами величин  $X, Y, Z$  може бути отриманий шляхом диференціювання. Ці рівняння наближено можна вважати застосованими і до кінцевого зростання, а значить в малих відхиленнях слід записати [42]:

$$\delta Y = \left(\frac{\delta Y}{\delta x_1}\right) \delta x_1 + \left(\frac{\delta Y}{\delta x_2}\right) \delta x_2 + \dots + \left(\frac{\delta Y}{\delta x_k}\right) \delta x_k + \dots + \left(\frac{\delta Y}{\delta x_{i-1}}\right) \delta x_{i-1} + \left(\frac{\delta Y}{\delta x_i}\right) \delta x_i; \quad (2.35)$$

$$\delta Y = \left(\frac{\delta Y}{\delta z_1}\right) dz_1 + \left(\frac{\delta Y}{\delta z_2}\right) dz_2 + \dots + \left(\frac{\delta Y}{\delta z_k}\right) dz_k + \dots + \left(\frac{\delta Y}{\delta x_{m-1}}\right) dx_{m-1} + \left(\frac{\delta Y}{\delta x_m}\right) dx_m; \quad (2.36)$$

$$\delta Z = \left(\frac{\delta Z}{\delta x_1}\right) \delta x_1 + \left(\frac{\delta Z}{\delta x_2}\right) \delta x_2 + \dots + \left(\frac{\delta Z}{\delta x_k}\right) \delta x_k + \dots + \left(\frac{\delta Z}{\delta x_{i-1}}\right) \delta x_{i-1} + \left(\frac{\delta Z}{\delta x_i}\right) \delta x_i; \quad (2.37)$$

$$\begin{aligned} \delta Z = & \left(\frac{\delta Z}{\delta y_1}\right)\delta y_1 + \left(\frac{\delta Z}{\delta y_2}\right)\delta y_2 + \dots + \left(\frac{\delta Z}{\delta y_k}\right)\delta y_k + \dots + \\ & + \left(\frac{\delta Z}{\delta y_{n-1}}\right)\delta y_{n-1} + \left(\frac{\delta Z}{\delta y_n}\right)\delta y_n; \end{aligned} \quad (2.38)$$

$$\begin{aligned} \delta X = & \left(\frac{\delta X}{\delta y_1}\right)\delta y_1 + \left(\frac{\delta X}{\delta y_2}\right)\delta y_2 + \dots + \left(\frac{\delta X}{\delta y_k}\right)\delta y_k + \dots + \\ & + \left(\frac{\delta X}{\delta y_{n-1}}\right)\delta y_{n-1} + \left(\frac{\delta X}{\delta y_n}\right)\delta y_n; \end{aligned} \quad (2.39)$$

$$\begin{aligned} \delta X = & \left(\frac{\delta X}{\delta z_1}\right)\delta z_1 + \left(\frac{\delta X}{\delta z_2}\right)\delta z_2 + \dots + \left(\frac{\delta X}{\delta z_k}\right)\delta z_k + \dots + \\ & + \left(\frac{\delta X}{\delta z_{m-1}}\right)\delta z_{m-1} + \left(\frac{\delta X}{\delta z_m}\right)\delta z_m. \end{aligned} \quad (2.40)$$

або:

$$\delta Y = k_1\delta x_1 + k_2\delta x_2 + \dots + k_k\delta x_k + \dots + k_{i-1}\delta x_{i-1} + k_i\delta x_i; \quad (2.41)$$

$$\delta Y = c_1\delta z_1 + c_2\delta z_2 + \dots + c_k\delta z_k + \dots + c_{m-1}\delta z_{m-1} + c_m\delta z_m; \quad (2.42)$$

$$\delta Z = B_1\delta x_1 + B_2\delta x_2 + \dots + B_k\delta x_k + \dots + B_{i-1}\delta x_{i-1} + B_i\delta x_i; \quad (2.43)$$

$$\delta Z = A_1\delta y_1 + A_2\delta y_2 + \dots + A_k\delta y_k + \dots + A_{n-1}\delta y_{n-1} + A_n\delta y_n; \quad (2.44)$$

$$\delta X = D_1\delta y_1 + D_2\delta y_2 + \dots + D_k\delta y_k + \dots + D_{n-1}\delta y_{n-1} + D_n\delta y_n; \quad (2.45)$$

$$\delta X = M_1\delta z_1 + M_2\delta z_2 + \dots + M_k\delta z_k + \dots + M_{m-1}\delta z_{m-1} + M_m\delta z_m. \quad (2.46)$$

Рівняння (2.29 – 2.34) встановлюють зв'язок між абсолютними змінами величин  $\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$  та  $\Delta U$ . Коефіцієнти при чисельних змінах параметрів  $K_1 = \left(\frac{\delta Y}{\delta x_1}\right), C_1 = \left(\frac{\delta Y}{\delta z_1}\right), B_1 = \left(\frac{\delta Z}{\delta x_1}\right)$  та інш. називатимемо коефіцієнтами впливу параметрів дизеля на його основні показники. Вони являються чисельними зростаннями аналогічно приватним похідним і приватним диференціалам. Кожен із цих коефіцієнтів вказує величину і знак зміни основних показників дизеля, викликаного змінами на 1 одиницю величини відповідних параметрів правої частини рівнянь.

Рівняння, яке встановлює багатofакторність зв'язків між вихідними і вхідними параметрами дизеля, в малих відхиленнях в загальному вигляді представлено:

$$\delta U = \delta X + \delta Y + \delta Z \quad (2.47)$$

Рівняння (2.47) дозволяє визначити вихідні параметри дизеля  $U$  їх зміни при одночасній зміні вхідних параметрів  $X, Y, Z$  або при зміні, наприклад,  $X$ , при  $Y = const$  та  $Z = const$ . Якщо  $\delta U = 0$ , тобто при  $U = const$ , дане рівняння дозволяє знайти зв'язок між  $X, Y, Z$ , а саме:

$$\begin{aligned} 0 &= \delta X + \delta Y + \delta Z; \\ \delta X &= -(\delta Y + \delta Z); \\ \delta Y &= -(\delta X + \delta Z); \\ \delta Z &= -(\delta X + \delta Y). \end{aligned} \tag{2.48}$$

В процесі аналізу багатофакторності зв'язків необхідно вияснити – як сильно залежать вихідні параметри дизеля в цілому  $U = \{U_1, U_2, \dots, U_j\}$  від величини кожного із прийнятих початкових параметрів:

$$X = \{x_1, x_2, \dots, x_i\}, Y = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}, Z = \{z_1, z_2, \dots, z_m\}.$$

Ці питання можуть бути вирішені шляхом багатократного розрахунку величин вихідних параметрів  $U$  при різних значеннях величин вхідних параметрів  $X, Y, Z$ , і порівнянням результатів розрахунку між собою.

Застосування методу малих відхилень дозволяє не тільки полегшити розв'язання такого роду питань, але і отримати закономірності в загальному вигляді, зручному для аналізу взаємозв'язків між параметрами дизеля.

Розглянемо залежності вихідних параметрів дизеля  $U$  від вхідних параметрів  $X, Y, Z$  окремо, тобто запишемо:

$$U_1 = \varphi_1(X), U_2 = \varphi_2(Y), U_3 = \varphi_3(Z)$$

або:

$$U_1 = \{U_1, U_2, \dots, U_j\} = \varphi_1(x_1, x_2, \dots, x_i); \tag{2.49}$$

$$U_2 = \{U_1, U_2, \dots, U_j\} = \varphi_2(y_1, y_2, \dots, y_n); \tag{2.50}$$

$$U_3 = \{U_1, U_2, \dots, U_j\} = \varphi_3(z_1, z_2, \dots, z_m). \tag{2.51}$$

Визначаємо багатофакторність зв'язків параметрів між собою у наступній послідовності:



$$\begin{aligned}
&\Delta U_{11}^1, \Delta U_{12}^1, \Delta U_{13}^1, \dots, \Delta U_{1i}^1, \Delta U_{21}^1, \dots, \Delta U_{2i}^1, \dots, \Delta U_{ji}^1 \\
&\Delta U_{11}^2, \Delta U_{12}^2, \Delta U_{13}^2, \dots, \Delta U_{1n}^2, \Delta U_{21}^2, \dots, \Delta U_{2n}^2, \dots, \Delta U_{jn}^2 \\
&\Delta U_{11}^3, \Delta U_{12}^3, \Delta U_{13}^3, \dots, \Delta U_{1m}^3, \Delta U_{21}^3, \dots, \Delta U_{2m}^3, \dots, \Delta U_{jm}^3
\end{aligned} \tag{2.52}$$

Маючи рівняння, що виражають залежність, можна систему (2.52) зобразити графічно (рис. 2.15):

$$\begin{aligned}
U_1 &= f(x_1), U_1 = f(x_2), \dots, U_1 = f(x_i), U_2 = f(x_1), \dots, U_2 = f(x_i), \dots, \\
U_j &= f(x_1), \dots, U_j = f(x_i)
\end{aligned}$$

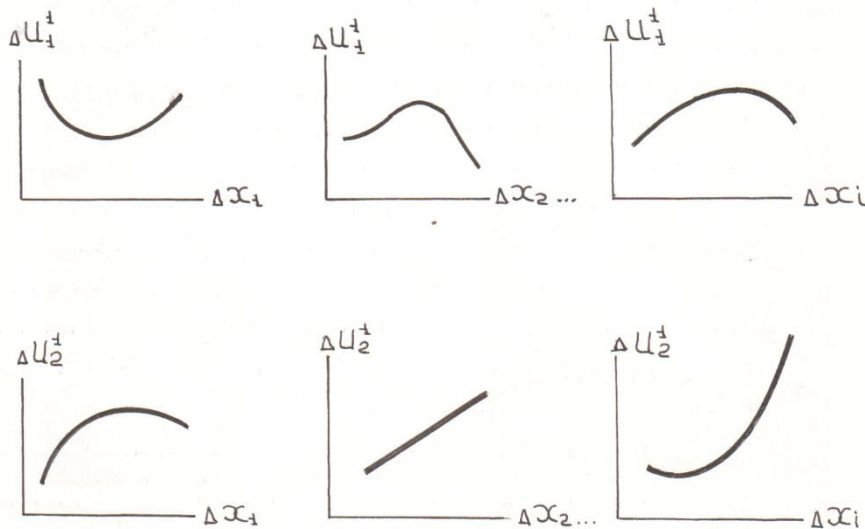


Рисунок 2.15. Графіки залежностей вихідних параметрів  $U = (U_1, U_2, \dots, U_j)$  від вхідних  $X = (X_1, X_2, \dots, X_i), Y = (Y_1, Y_2, \dots, Y_n), Z = (Z_1, Z_2, \dots, Z_m)$ .

$$\begin{aligned}
\Delta U &= f(\Delta x_1, \Delta x_2), \Delta U = f(\Delta x_1, \Delta x_3), \dots, \Delta U = f(\Delta x_1, \Delta x_i), \\
\Delta U &= f(\Delta y_1, \Delta y_2), \dots, \Delta U = f(\Delta y_1, \Delta y_n), \dots, \Delta U = f(\Delta z_1, \Delta z_m)
\end{aligned}$$

Геометрично наступні функції можна зобразити деякою поверхнею (рис 2.16), що виражає «об'ємну» картину впливу всіх вхідних параметрів  $\Delta x_{ji}, \Delta y_{jn}, \Delta z_{jm}$  на вихідні параметри  $U = \{U_1, U_2, \dots, U_j\}$  дизеля. Об'ємну картину багатofакторності можна зобразити і іншими методами побудови графічних залежностей.

Якщо відомі межі величин вихідних параметрів  $U = \{U_1, U_2, \dots, U_j\}$  (від  $\Delta U \min$  до  $\Delta U \max$ ), тоді можемо визначити області належності меж вхідних параметрів  $\Delta x_{ji}, \Delta y_{jn}, \Delta z_{jm}$  (заштрихована ділянка на рис. 2.16) і тим самим, визначити допустимі межі величин вхідних параметрів та спрогнозувати технічний стан дизеля в умовах експлуатації.

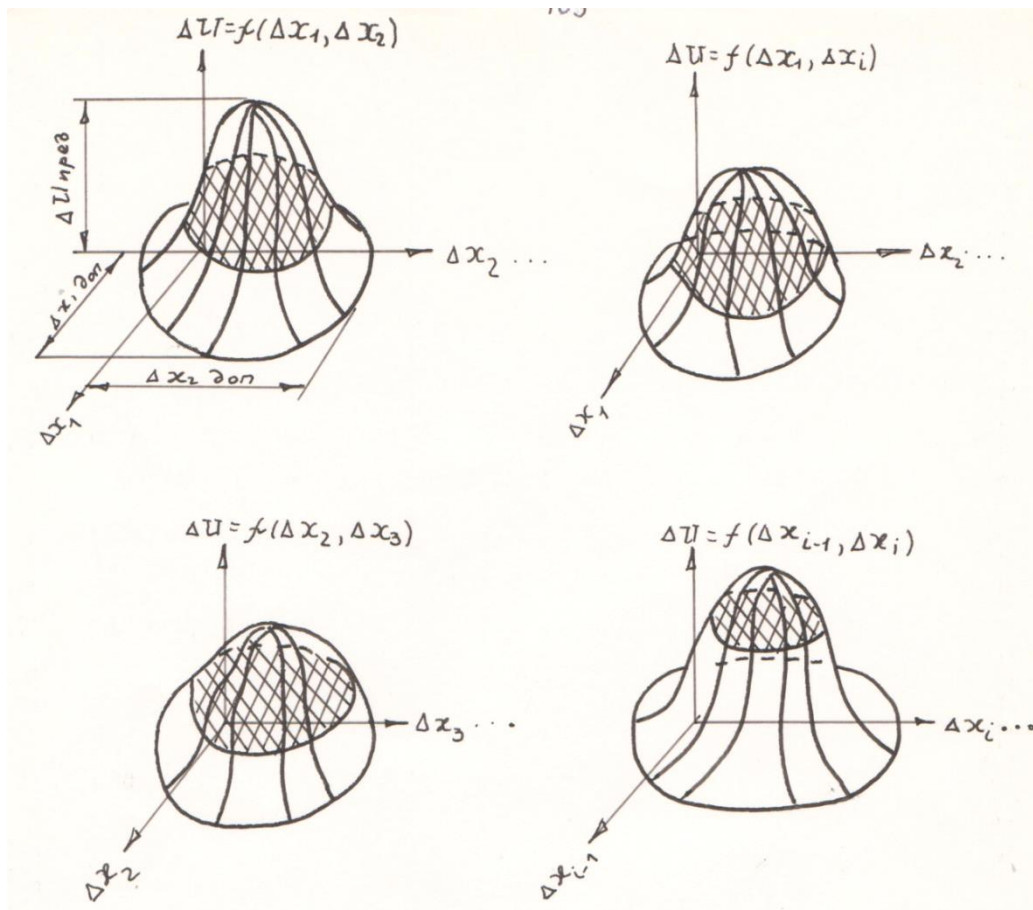


Рисунок 2.16. Представлення залежності  $\Delta U$  у вигляді функції двох змінних.

Після точного аналізу залежностей вихідних параметрів від вхідних за (рис. 2.16), можливо отримати багатофакторний зв'язок функції  $U = F(X, Y, Z)$ , зображену на (рис. 2.17).

Багатофакторний зв'язок, представлений у вигляді об'ємних фігур (рис. 2.17), або іншого виду графіків залежностей, дає можливість, застосовуючи теорію розпізнавання образів, визначати допустимі межі зміни

вхідних параметрів і прогнозувати величини вихідних параметрів, при яких дизель за технічними умовами можливо буде продовжувати експлуатувати, тобто прогнозувати надійність та тривалість роботи дизеля.

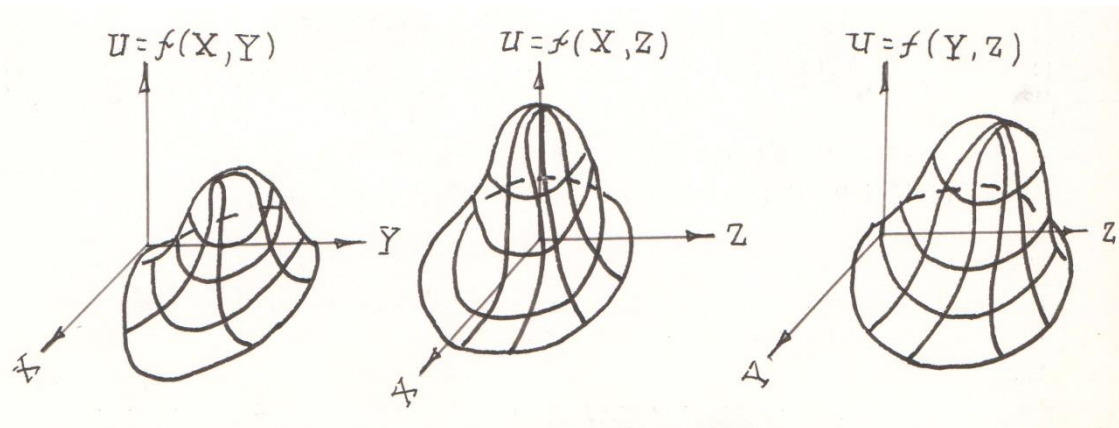


Рисунок 2.17. Графічний багатofакторний зв'язок функції.

## 2.7. Застосування теорії малих відхилень в розпізнаванні образів, які визначають технічний стан дизеля та його систем

Для того, щоб точніше сформулювати задачу розпізнавання образів, які визначають технічний стан дизеля в експлуатаційних умовах з використанням теорії малих відхилень, необхідно повернутись до результатів, приведених у табл.2.3.

Вираз  $P(x/y_i)$  визначає умовну щільність розподілу величини  $x$  в стані  $y_i$ . Якщо відомі як апріорні ймовірності  $P(y_i)$ , так і умовні щільності  $P(x/y_i)$ , то приймається рішення про те, який параметр паливної апаратури ( $x=x_1, x_2, \dots, x_n = Q_{ц}, \Theta, \varphi_2, \dots$  викликає задимлений викид, дає правило Баєса (1.45)

$$P(y_i / x) = \frac{P(x / y_i)P(y_i)}{P(x)},$$

де  $P(x) = \sum_{i=1}^c P(x / y_i)P(y_i)$ .

Правило Баєса показує, як наявність вимірної величини  $x(x_1 = Q_u, x_2 = \theta, x_3 = \varphi_2 \dots)$  дозволяє із апіорної вірогідності  $P(y_i)$  отримати апостеріорну вірогідність  $P(y_i / x)$ .

Припустимо, що ми визначили багатofакторний зв'язок параметрів паливної системи методом малих відхилень, тобто визначили взаємний зв'язок у відносних величинах. Тоді, не використовуючи дослідні дані (перевірки паливного насосу), можливо за результатами теоретичного дослідження методом малих відхилень побудувати залежність  $P(y_i / x)$  від  $x$  для будь-якого випадку  $P(y_i)$ .

На (рис. 2.18) приведена така залежність для випадку  $P(y_1) = 0,70$  (задимлений викид) і  $P(y_2) = 0,30$  (не задимлений викид). Величина  $x = Q_u$  відкладається у малих відхиленнях  $\delta Q_u$  у відносних величинах (%).

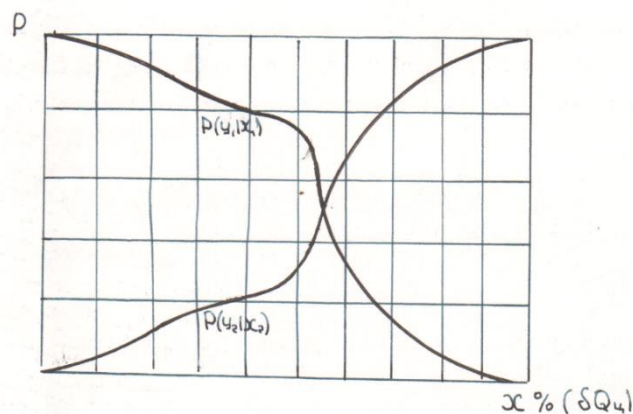


Рисунок 2.18. Апостеріорні вірогідності для  $P(y_1) = 0,70$  і  $P(y_2) = 0,30$ .

Якщо при спостереженні отримано значення  $x$ , для якого  $P(y_1 / x)$  більше, ніж  $P(y_2 / x)$ , то приймається рішення, що істинний технічний стан дизеля  $y_1$ , тобто циклічна подача завищена на  $x\%$ . Аналогічно, якщо  $P(y_2 / x)$  більше, ніж  $P(y_1 / x)$ , приймається рішення  $y_2$ , тобто циклічна подача занижена на  $x\%$ .

Виразуємо вірогідність помилки при прийнятті рішення, коли спостерігалось визначене значення  $x$  :

$$P(\text{помилка} / x) = \begin{cases} P(y_1 / x), \\ P(y_2 / x), \end{cases}$$

Середня вірогідність помилки визначається виразом:

$$P(\text{помилка}) = \int_{-\infty}^{\infty} P(\text{помилка}, x) dx = \int_{-\infty}^{\infty} P(\text{помилка} / x) P(x) dx$$

Якщо для кожного  $x$  вірогідність  $P$  (помилка/ $x$ ) досягає найменшого значення, тоді і інтеграл має бути мінімальним.

Отже, Бассове вирішальне правило, що забезпечує найменшу вірогідність помилки, представляється так:

$$y_1, \text{ якщо } P(y_1 / x) > P(y_2 / x);$$

Прийняти рішення:

$$y_1, \text{ якщо } P(y_1 / x) > P(y_2 / x); \quad (2.53)$$

Це правило можна виразити через умовні і апіорні вірогідності.

$$y_1, \text{ якщо } P(x / y_1) P(y_1) > P(x / y_2) P(y_2);$$

Прийняти рішення:

$$y_2, \text{ якщо } P(x / y_2) P(y_2) > P(x / y_1) P(y_1); \quad (2.54)$$

Якщо використовується велике число ознак, то необхідно при класифікації виділяти ті ознаки, які: будучи різними для образів, що належать класам, були б, можливо, більш схожі для образів із одного і того ж класу.

Виділення найбільш інформативних (корисних) ознак при розпізнаванні образів – одна з найважливіших задач з практики розпізнавання. Проте, при розпізнаванні більш ніж двох класів може виникати «хибне» коло: включення деякої ознаки в опис класів виявиться корисним для розпізнавання одних пар класів, але шкідливим для розпізнавання інших класів; винятком цієї ознаки із опису класів.

Навпаки, виявиться шкідливим для розрізнення перших класів і корисним для розпізнавання других. Наслідком цього протиріччя – обов'язкове зростання кількості помилок розпізнавання зі збільшенням розміру алфавіту класів при будь-яких вирішальних правилах, які використовують один еталон на клас.

Тільки на основі аналізу корисності, безкорисності або шкідливості деякої ознаки при розподілі кожної з пар класів заданого алфавіту можна вирішити альтернативу або винятки цієї ознаки із початкового опису з точки зору мінімізації помилки розпізнавання. Розв'язання цієї задачі має носити компромісний характер в силу задоволення протиріччя.

Розглянемо приклад.

Припустимо, що маємо алфавіт  $A$ , які включає в себе  $m$  класів об'єктів, при чому  $m > 2$ . Позначаючи оцінку корисності  $K$ -ї ознаки початкового опису, при розрізненні довільної пари класів  $A_i, A_j$  через  $e_{ij}^{(k)}$ , слід записати у вигляді детермінантної функції.

$$e_{ij} = (\Delta^k m_{ij} - \Delta^k m_{ji}) - \frac{\Delta^k m_{ij} - \Delta^k m_{ji}}{\sigma_{ij} - \sigma_{ji}} (\Delta^k \sigma_{ij} - \Delta^k \sigma_{ji}), \quad (2.55)$$

де  $m_{ij}, m_{ji}$  - математичне очікування;

$\Delta^k m_{ij}, \Delta^k m_{ji}$  - зміна математичного очікування;

$\sigma_{ij}, \sigma_{ji}$  - середньоквадратичні відхилення;

$\Delta^k \sigma_{ij}, \Delta^k \sigma_{ji}$  - зміна середньоквадратичних відхилень.

Якщо  $e_{ij}^{(k)} > 0$ , то  $K$ -та ознака корисна; якщо  $e_{ij}^{(k)} < 0$  - вона шкідлива; якщо  $e_{ij}^{(k)} = 0$  - вона безкорисна.

Визначення подібності ознак для образів, що належать одному класу, зручно приводити методом малих відхилень, так як він дає змогу здійснити ретельний аналіз багатofакторності зв'язків різних параметрів системи, які є ознаками розпізнавальних образів.

Наприклад, аналіз багатofакторності зв'язків параметрів паливної апаратури таких, як: активного ходу плунжера  $h_2$ , геометричної протяжності подачі палива  $\varphi_2$ , гідравлічної щільності плунжерних пар (ознаки) дає змогу судити про зміни величини циклічної подачі палива  $Q_{ц}$  та кута випередження вприскування  $\Theta$  (образи), і в той же час, виділити загальні ознаки (схожі) як для  $Q_{ц}$  так і для  $\Theta$ .

Для розрахунку параметрів паливної апаратури, оцінки помилок, пов'язаних з неточністю визначення параметрів треба знати диференціальні формули, які дозволяють вирахувати зміни величин параметрів  $X, Y, Z$  в залежності від малих відхилень змінних. В розглянутому випадку такі формули знаходяться як повні диференціали функцій (2.23), тобто рівняння (2.29 – 2.34).

Таким чином, аналіз користі параметрів ознак методом малих відхилень і виключенням найменш інформативних ознак із вихідного опису класів, дозволить підвищити вірогідність розпізнавання образів.

Повернемося до правила Баєса (1.45):

$$P(y_i / x) = \frac{P(x / y_i)P(y_i)}{\sum_{i=1}^c P(x / y_i)P(y_i)}.$$

Для складеної задачі прийняття рішень в загальному випадку можна визначити матрицю втрат і відшукати вирішальне правило, яке мінімізує складений ризик. У випадку, якщо при правильному вирішенні старту відсутні і якщо усі помилки мають однакову ціну, то процедура зводиться до вирахування  $P(y_i / x)$  для усіх  $y_i$  і вибору такого  $y_i$ , апостеріорна вірогідність якого найбільша. Оскільки при цьому належить зробити всі необхідні обрахунки для визначення  $P(y_i / x)$ , задача на практиці часто дуже громізка. Якщо кожна із компонент  $y_i$  може приймати одне з  $n$  значень, то необхідно розглянути  $n^c$  можливих значень  $y_i$ .

Якщо припустити, що розподілення вектору ознак  $y_i$  залежить від відповідного  $x_i$  і не залежить від інших векторів ознак та  $x$ , то загальну щільність  $P(y_i / x)$  слід визначити просто як добуток щільностей компонент  $P(y_i / x_i)$ :

$$P(y_i / x) = \prod_{i=1}^c P(y_i / x_i), \quad (2.56)$$

А це значить, що вирахування  $P(y_i / x)$  при цьому спрощується, але труднощі визначення апіорної вірогідності  $P(y_i)$  зберігаються.

Апріорна вірогідність відображає взаємозв'язок всіх параметрів. Це означає, що задачу обрахунку  $P(y_i)$  спрощувати не можна, вводячи припущення про залежність від  $x$ . Крім того, на практиці зазвичай намагаються яким-небудь способом позбутися обрахунку  $P(y_i / x)$  для усіх  $n^c$  можливих значень  $x$ .

Теорія малих відхилень дає змогу проводити детальний аналіз багатofакторності зв'язків параметрів  $x_1, x_2, \dots, x_i$  між собою і визначати взаємозв'язок апріорної вірогідності  $P(y_i)$  зі всіма вказаними параметрами.

## Висновки

Метод малих відхилень дає змогу не спрощуючи обрахунки апріорної вірогідності  $P(y_i / x)$ , спростити обрахунки апостеріорної вірогідності  $P(y_i / x)$ , а значить підвищити вірогідність розпізнавання образів, тобто якість діагностування та прогнозування залишкового ресурсу.

Спільне використання методів розпізнавання образів і малих відхилень параметрів дає змогу створити нову методику діагностування та прогнозування залишкового ресурсу дизелів з підвищеною достовірністю оцінки.



### **3. БАГАТОФАКТОРНИЙ ЗВ'ЯЗОК ПАРАМЕТРІВ ДИЗЕЛЯ І ЙОГО СИСТЕМ В МАЛИХ ВІДХИЛЕННЯХ**

#### **3.1. Багатофакторний зв'язок параметрів дизельної паливної апаратури в малих відхиленнях**

##### **3.1.1. Технічний стан паливної апаратури в експлуатаційних умовах**

Ефективність, економічність і надійність роботи дизеля залежать від характеру протікання і показників робочого циклу. При цьому середній індикаторний тиск, індикаторний ККД характеризують досконалість організації робочого процесу і визначають такі показники роботи дизеля, як літрова потужність, питома витрата палива і токсичність відпрацьованих газів. Динамічні і температурні показники робочого циклу впливають на надійність і довговічність дизеля. У цьому зв'язку становить інтерес аналіз фактичних значень даних показників, в умовах експлуатації малих відхилень.

Як показують обстеження тракторних дизелів у сільському господарстві та автомобільних дизелів в автогосподарствах, значна частина їх працює з істотними порушеннями робочого циклу, що призводить не тільки до зниження потужності і паливної економічності, але і до швидшого зносу [28].

Зниження потужності і паливної економічності дизелів в умовах експлуатації є наслідком перш за все несправностей та порушень регулювань паливної апаратури. Перевіркою стану регулювання паливної апаратури дизелів тракторів Білорусь в господарствах Вінницької області (в умовах звичайної експлуатації) і дизелів автомобілів типу «КамАЗ» в автотранспортних підприємствах міста Вінниці встановлено, що кут випередження початку подачі палива, циклова подача палива, тиск початку підйому голки форсунки коливається в досить широких межах, істотно перевищують допустимі значення (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 - Межі допустимих значень

Двигуни	Число обстежених двигунів	Показники	Номінальне значення	Межі
Тракторів типу Білорусь	50	Кут випередження подачі палива, ° п.к.в.	17	12-25
		Тиск початку підйому голки форсунки, МПа	13-0,5	10-17
		Циклова подача, мм <sup>3</sup> /цикл	70	45-85
Автомобілів типу КАМАЗ	25	Кут випередження подачі палива, ° п.к.в.	22	17-29
		Тиск початку підйому голки форсунки, МПа	18-0,5	13-22
		Циклова подача, мм <sup>3</sup> /цикл	74	50-85

Зміна характеристик подачі палива у зв'язку з порушеннями експлуатаційних регулювань впливає на показники робочого циклу, від яких істотно залежить знос дизеля. До таких показників робочого циклу відносяться середня і максимальна швидкість наростання тиску в циліндрі дизеля в період згоряння  $\Delta P/\Delta \varphi$ ,  $dP/d\varphi$ , максимальний тиск  $P$  і середня температура за цикл  $T_{ср}$ .

Відомо, що жорсткий робочий процес, характеризується високою швидкістю наростання тиску газів по куту повороту колінчастого валу  $\Delta P/\Delta \varphi$ ,  $dP/d\varphi$ , знижує запас міцності деталей кривошипно-шатунного механізму. У зв'язку з цим були проведені спостереження за роботою тракторів в експлуатації з метою вивчення відмов двигунів, пов'язаних з порушеннями регулювань паливної апаратури. Результати спостережень наведено в (табл. 3.2).

Таблиця 3.2 - Результати спостережень

№ п/п дизелів	Кількість годин на напрацювання	Стан регулювання насоса	Яка деталь (вузол) відмовила
1	2	3	4
1	1500	Нормальне	Поршневі кільця закоксувались
2	2300	Нормальне	Знос вкладишів колінчатого вала
3	800	Порушено	Дизель перегрівся (охолодження)
4	400	Порушено	Відмовив паливний насос
5	1200	Порушено	Закоксувались поршневі кільця
6	90	Порушено	Закоксувались розпилувачі форсунки
7	2800	Нормальне	Знос гільз циліндрів
8	450	Порушено	Знос гільз циліндрів
9	600	Порушено	Прогоріли головка блоку
10	3200	Нормальне	Знос поршневої групи
11	3860	Нормальне	Закоксувались поршневі кільця
12	2100	Порушено	Знос вихлопних клапанів
13	3800	Порушено	Знос поршневої групи
14	730	Нормальне	Знос вкладишів колінчастого валу
15	230	Нормальне	Знос поршневих пальців
16	1020	Порушено	Закоксувались поршневі кільця
17	560	Порушено	Закоксувались розпилувачі форсунки
18	2350	Порушено	Паливопроводи високого тиску
19	1815	Порушено	Знос колінчастого валу
20	4100	Нормальне	Знос гільз циліндрів
21	2350	Нормальне	Паливопроводи високого тиску
22	1050	Порушено	Закоксувались розпилувачі форсунки
23	914	Порушено	Закоксувались розпилувачі форсунки
24	3320	Нормальне	Знос вкладишів колінчастого валу
25	2020	Нормальне	Знос вихлопних клапанів
26	1150	Порушено	Знос вихлопних клапанів
27	3120	Порушено	Паливопроводи високого тиску
28	330	Нормальне	Виплавились вкладиші вала
29	4500	Порушено	Відмовив паливний насос
30	600	Нормальне	Прогоріли прокладка головки блоку
31	2900	Порушено	Відмовив масляний насос
32	3800	Порушено	Відмовила підкачуюча помпа
33	114	Порушено	Закоксувались розпилувачі форсунки

У процесі спостережень реєструвалися відмови і одночасно перевірялися регулювальні параметри паливної апаратури. Як видно, з табл. 3.2. частота відмов дизелів з порушеною паливною апаратурою велика в порівнянні з дизелями з нормальним регулюванням і становить понад 60%.

Таким, чином, є необхідність більш ретельного дослідження залежностей вихідних параметрів дизеля в експлуатаційних умовах (тим самим його надійності) від параметрів паливної апаратури.

3.1.2. Багатофакторний зв'язок циклової подачі з параметрами паливного насоса в малих відхиленнях

Характеристики паливної апаратури визначають потужності і економічні показники дизеля, його надійність, довговічність і стабільність параметрів, а також токсичність і димність відпрацьованих газів.

Відхилення основних регулювань паливної апаратури від нормальних установчих значень робить істотний вплив на знос деталей циліндро-поршневої групи. При експлуатації оцінити вплив кожного параметру паливної апаратури на знос не можливо. Тому для експериментального дослідження були вибрані два основних параметри: циклова подача палива  $Q_u$  і кут початку вприскування палива  $\theta$ . Результати експериментального дослідження показали, що порушення регулювань паливної апаратури викликає форсований знос циліндро - поршневої групи (рис. 3.1).

У процесі експлуатації на величини  $Q_u$  і  $\theta$  впливають численні параметри: тривалість подачі палива, радіальний зазор в плунжерній парі, частота обертів вала насоса та інші. Параметри безперервно змінюються і є змінними випадковими величинами.

Прогнозування ресурсу автотракторних дизелів можливо тільки після ретельного теоретичного дослідження багатофакторності зв'язків параметрів систем і механізмів.

Вирішенню задачі про взаємний вплив параметрів систем і механізмів дизеля вельми громіздко і вимагає тривалих розрахунків.

Застосування методу малих відхилень дозволяє помітно зменшити, порівняно з звичайними застосовуваними методами розрахунку, об'єм обчислювальної роботи і забезпечує високу точність результатів [42].

Якщо показники паливного насоса залежать від параметрів:

$$U = \{u_1, u_2, \dots, u_j\}$$

$$X = \{x_1, x_2, \dots, x_i\}$$

$$Y = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}$$

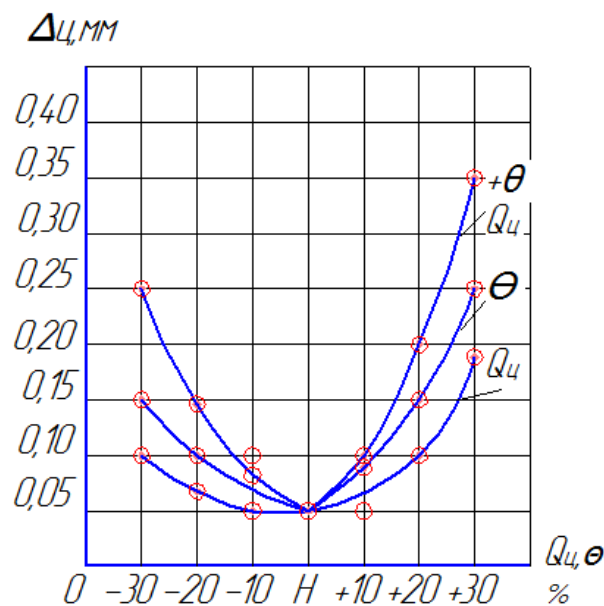


Рисунок 3.1. Знос циліндро - поршневої групи дизеля Д-245 від регулювальних характеристик насоса (термін експлуатації 2000 мото·годин):  $Q_{ц}$  - циклова подача;  $\theta$  - кут початку впорскування; Н – нормальне регулювання параметрів.

$$Z = \{z_1, z_2, \dots, z_m\}$$

Тоді:

$$U = F(X, Y, Z).$$

Введемо два параметри паливного насоса  $U_1 = Q$  - циклову подачу і кут початку впорскування палива  $U_2 = \theta$ .

Фактична циклова подача палива визначається [29]:

$$Q = Q_T - V_{OTC} - Z \quad (3.1)$$

де  $Q_m$  - теоретична циклова подача палива;

$V_{OTC}$  - величина відсмоктувального об'єму нагнітальним клапаном;

$Z$  - витік палива через зазор в плунжерній парі.

Виразимо члени рівняння (3.1) через параметри, а саме:

$$Q_T = \frac{\pi d_n^2 g_n \varphi_2}{24 n_H}; \quad (3.2)$$

$$V_{OTC} = \frac{\pi d_K^2}{4} h_{OTC}; \quad (3.3)$$

$$z = \frac{\pi d_n \delta_1^3 \Delta P}{12 \mu L}; \quad (3.4)$$

Підставляючи у рівняння (3.1), отримаємо:

$$Q_u = \frac{\pi d_n g_n \varphi_2}{24 n_H} - \frac{\pi d_K^2}{4} h_{OTC} - \frac{\pi d_n \delta_1^3 \Delta P}{12 \mu L}, \quad (3.5)$$

де  $d_n$  - діаметр плунжера;  $v_n$  - швидкість руху плунжера;  $n_H$  - частота обертів валу насоса;  $\varphi_2$  - геометрична тривалість подавання палива;  $d_K$  - діаметр нагнітального клапана;  $L$  - довжина ущільнюючої частоти плунжера;  $\delta_1$  - радіальний зазор в плунжерній парі;  $\mu$  - коефіцієнт динамічної в'язкості палива; перепад тиску  $\Delta P = P_H - P_{BC}$ ;  $P_H$  - тиск палива в надплунжерній порожнині;  $P_{BC}$  - тиск палива у всмоктувальній порожнині.

Виразимо:

$$X = Q = f_1(g_n, \varphi_2, n_H),$$

тобто  $x_1 = g_n, x_2 = \varphi_2, x_3 = n_H$ ;

$$Y = V_{OTC} = f_2(h_{OTC}),$$

тобто  $y_1 = h_{OTC}$ ;

$$Z = z = f_3(\delta_1, \Delta P, \mu),$$

тобто  $z_1 = \delta_1, z_2 = \Delta P, z_3 = \mu$ .

На цій підставі функціональний зв'язок представиться:

$$Q_u = F(X, Y, Z) = F(x_1, x_2, x_3, y_1, z_1, z_2, z_3) =$$

$$= F(g_n, \varphi_z, n_H, h_{отс}, \delta_1, \square P, \mu). \quad (3.6)$$

Багатофакторність зв'язків параметрів паливного насоса представимо у вигляді блок-схеми (рис. 3.2).

Зв'язок між нескінченно малими змінами величин  $Q_u, v_n, n_n, \delta_1, \mu, \Delta P, \varphi_z, h_{отс}$  може бути отримана шляхом диференціювання рівняння (3.5)

$$dQ_u = \frac{\partial Q_u}{\partial g_n} dg_n + \frac{\partial Q_u}{\partial \varphi_z} d\varphi_z + \frac{\partial Q_u}{\partial n_H} dn_H + \frac{\partial Q_u}{\partial h_{отс}} dh_{отс} + \frac{\partial Q_u}{\partial \delta_1} d\delta_1 + \frac{\partial Q_u}{\partial (\square P)} d(\square P) + \frac{\partial Q_u}{\partial \mu} d\mu \quad (3.7)$$

або

$$dQ_u = \frac{\pi d_n^2 \varphi_z}{24 n_n} dg_n + \frac{\pi d_n^2 g_n}{24 n_n} d\varphi_z - \frac{\pi d_n^2 g_n \varphi_z}{24 n_H^2} dn_H - \frac{\pi d_K^2 \varphi_z}{4} dh_{отс} - \frac{\pi d_n \delta_1^2 \square P}{12 \mu L} d\delta_1 - \frac{\pi d_n \delta_1^3}{12 \mu L} d(\square P) + \frac{\pi d_n \delta_1^3 \square P}{12 \mu^2 L} d\mu \quad (3.8)$$

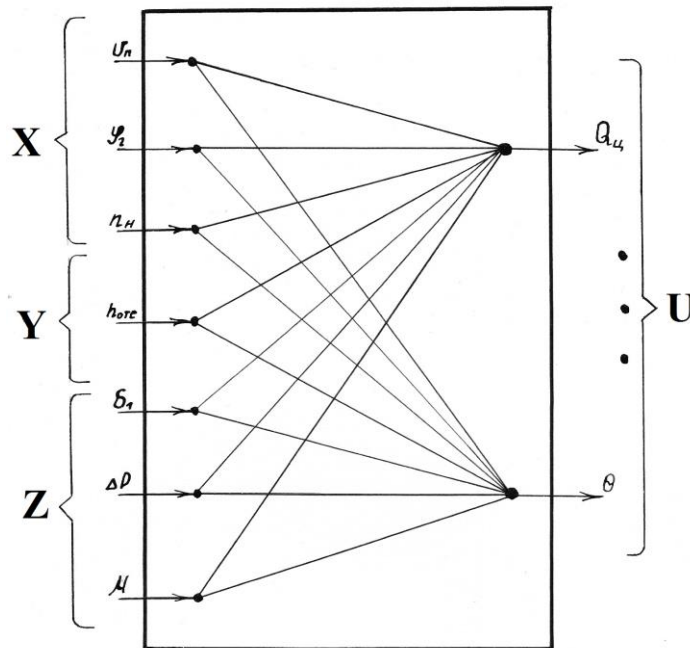


Рисунок 3.2 Блок-схема багатофакторності зв'язків параметрів паливного насоса.

Рівняння (3.8) наближено можна застосувати і до кінцевих приростів, тобто вважаємо:

$$Q_u = \frac{\pi d_n^2 \varphi_z}{24 n_H} \vartheta_n + \frac{\pi d_n^2 \vartheta_n}{24 n_H} \varphi_z - \frac{\pi d_n^2 \vartheta_n \varphi_z}{24 n_H^2} n_H - \frac{\pi d_k^2}{4} h_{OTK} -$$

$$- \frac{3 \pi d_n \delta_1^2 \Delta P}{12 \mu L} \delta_1 - \frac{\pi d_n \delta_1^3}{12 \mu L} (\Delta P) + \frac{\pi d_n \delta_1^3 \Delta P}{12 \mu L} \mu \quad (3.9)$$

У малих відхиленнях можна записати:

$$\delta Q_u = K_1 \delta \vartheta_n + K_2 \delta \varphi_z - K_3 \delta n_H - K_4 \delta h_{OTK} - K_5 \delta \delta_1 - K_6 \delta (\Delta P) + K_7 \delta \mu \quad (3.10)$$

де  $K_1, K_2, \dots, K_7$  – коефіцієнти впливу параметрів паливного насоса на циклову подачу палива:

$$K_1 = \frac{\pi d_n^2 \varphi_z}{24 n_H}; \quad (3.11)$$

$$K_2 = \frac{\pi d_n^2 \vartheta_n}{24 n_H}; \quad (3.12)$$

$$K_3 = \frac{\pi d_n^2 \vartheta_n \varphi_z}{24 n_H^2}; \quad (3.13)$$

$$K_4 = \frac{\pi d_k^2}{4}; \quad (3.14)$$

$$K_5 = \frac{3 \pi d_n \delta_1^2 \Delta P}{12 \mu L}; \quad (3.15)$$

$$K_6 = \frac{\pi d_n \delta_1^3}{12 \mu L}; \quad (3.16)$$

$$K_7 = \frac{\pi d_n \delta_1^3 \Delta P}{12 \mu^2 L}; \quad (3.17)$$

Величини  $\varphi_z, \vartheta_n, \delta_1, \Delta P$ , входять у коефіцієнти, відповідають номінальному режиму роботи паливної апаратури по відношенню до якого і знаходять збільшення. Знак "мінус" означає зменшення цієї величини.

Рівняння (3.10) дозволяє визначити зміну циклової подачі палива  $Q_u$ , при одночасній зміні  $\varphi_z, \vartheta_n, n_H$ , а також знайти зв'язок між вказаними параметрами при  $\delta Q_u = 0$ , маємо:

$$\delta \vartheta_n = \frac{K_3 \delta n_H + K_4 \delta h_{OTK} + K_5 \delta \delta_1 + K_6 \delta (\Delta P) - K_2 \delta \varphi_z - K_7 \delta \mu}{K_1}; \quad (3.18)$$



$$\delta\varphi_2 = \frac{K_3\delta n_H + K_4\delta h_{отс} + K_5\delta\delta_1 + K_6\delta(\square P) - K_7\delta\mu - K_1\delta\vartheta_n}{K_2}; \quad (3.19)$$

$$\delta\delta_1 = \frac{K_1\delta v_{II} + K_2\delta\varphi_2 - K_3\delta n_H - K_4\delta h_{отс} - K_6\delta(\square P) + K_7\delta\mu}{K_5}; \quad (3.20)$$

$$\delta(\square P) = \frac{K_1\delta v_{II} + K_2\delta\varphi_2 - K_3\delta n_H - K_4\delta h_{отс} - K_5\delta\delta_1 + K_7\delta\mu}{K_6}; \quad (3.21)$$

$$\delta\mu = \frac{K_3\delta n_H + K_4\delta h_{отс} + K_5\delta\delta_1 + K_6\delta(\square P) - K_1\delta v_{II} - K_2\delta\varphi_2}{K_7}. \quad (3.22)$$

Рівняння (3.10) потрібно розуміти так, якщо швидкість плунжера збільшиться на 1 одиницю її величини, тоді циклова подача палива підвищиться на величину, рівну  $K_1$  за умови ( $\varphi_2 = const, \Delta P = const, \delta_1 = const, \mu = const, h_{отс} = const$ , тобто  $\delta\varphi_2 = \delta(\Delta P) = \delta\delta_1 = \delta\mu = \delta h_{отс} = 0$ ). При зростанні на 1 одиницю величини зазору в плунжерній парі циклова подача палива зменшиться на величину рівну  $K_5$ , тобто збільшення або зменшення її залежить не тільки від зміни, але й від абсолютних величин  $v_{II}$  та  $\delta_1$ .

### 3.1.3 Вплив параметрів насоса високого тиску на циклову подачу

У процесі експлуатації дизель працює на різних швидкісних і навантажувальних режимах. При зміні частоти обертання колінчастого вала дизеля кулачкового вала насоса змінюються багато параметрів паливного насоса, наприклад,  $v_n, \Delta P, \varphi_2$ , та інші.

Тривала експлуатація супроводжується зношуванням плунжерної пари, збільшенням зазору  $\delta_1$  між плунжером і втулкою, що веде до збільшення витоків палива  $z$  в картер насоса, тим самим до зменшення циклової подачі  $Q_{ц}$  паливного насоса і підвищенню втрати пального.

Для збільшення циклової подачі паливного насоса зношеними плунжерними парами необхідно збільшити активний хід плунжера (що досягається регулюванням насоса). У той же час збільшення циклової подачі таким чином сприяє збільшенню витоків палива в картер насоса.

Взаємний вплив параметрів паливного насоса на циклову подачу  $Q_{ц}$  можна представити у вигляді схеми (рис. 3.3).

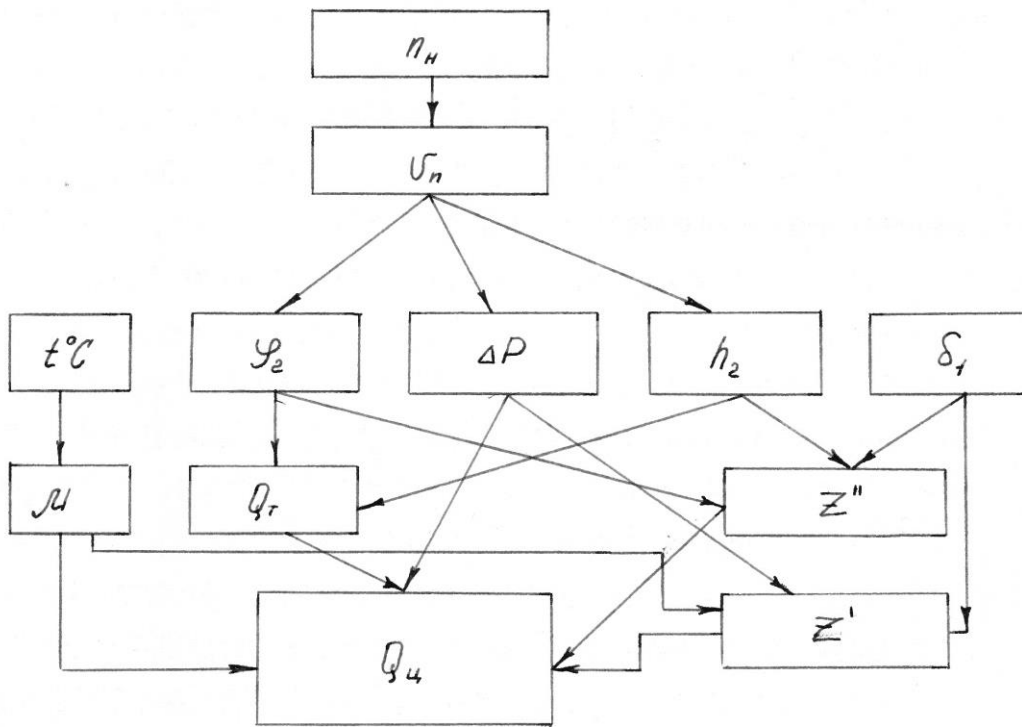


Рисунок 3.3. Схема взаємного впливу параметрів паливного насоса на циклову подачу  $Q_{ц}$ .

Аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень процесів паливоподачі в дизелях, проведені авторами [9-16] показує, що тиск палива  $\Delta P$  збільшується пропорційно частоті обертання валу насоса (рис. 3.4).

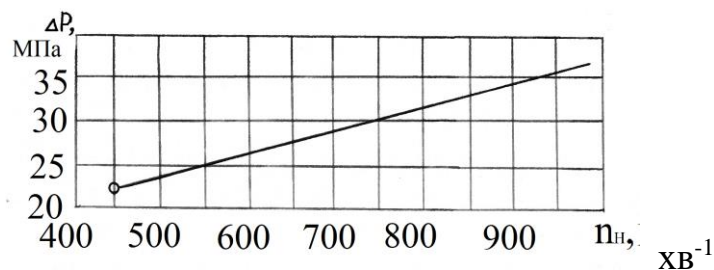


Рисунок 3.4. Зміна максимального тиску палива в трубопроводі високого тиску.

Залежність тривалості впорскування палива  $\phi_2$  від частоти обертання вала насоса представляється графіком (рис. 3.5).

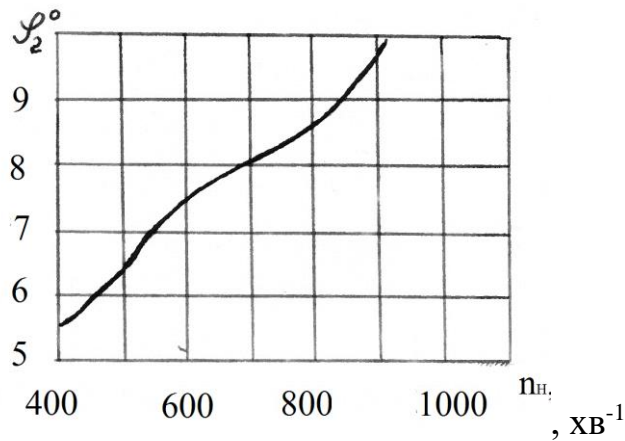


Рисунок 3.5. Залежність тривалості впрыскування від частоти обертів вала насосу [36].

На (рис. 3.6) приведені результати теоретичних та експериментальних досліджень витоків палива в поршневій частини плунжерної пари  $z$  при різних значеннях активного ходу плунжера  $h_2$ .

Із (рис. 3.6) видно, що зі збільшенням активного ходу плунжера витік палива збільшуються. Підвищення витоків палива відбувається з тієї причини, що зі збільшенням активного ходу збільшується тиск в над плунжерній порожнині і тривалість його дії.

На витік палива великий вплив робить величина зазору  $\delta_1$  між плунжером і втулкою. Зі збільшенням зазору витік зростає (рис. 3.7). Причому, зростання витоків до зазору, рівного приблизно 8 мкм відбувається повільно, а потім спостерігається різке їх збільшення.

Для зручності аналізу витоків палива в залежності одночасно від всіх, вищевказаних параметрів, на (рис.3.8) [35] наведена номограма, що дозволяє проводити такий аналіз.

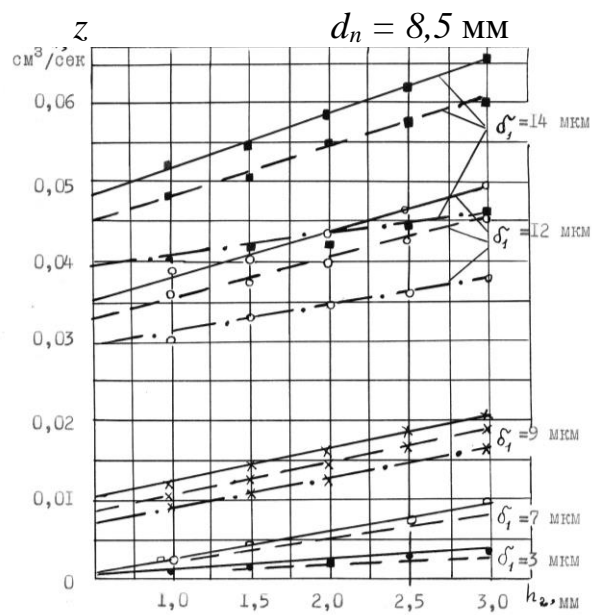


Рисунок 3.6. Залежність витоків палива від величини активного ходу плунжера: -  $n_n = 450 \text{ хв}^{-1}$ ; -  $n_n = 900 \text{ хв}^{-1}$ .

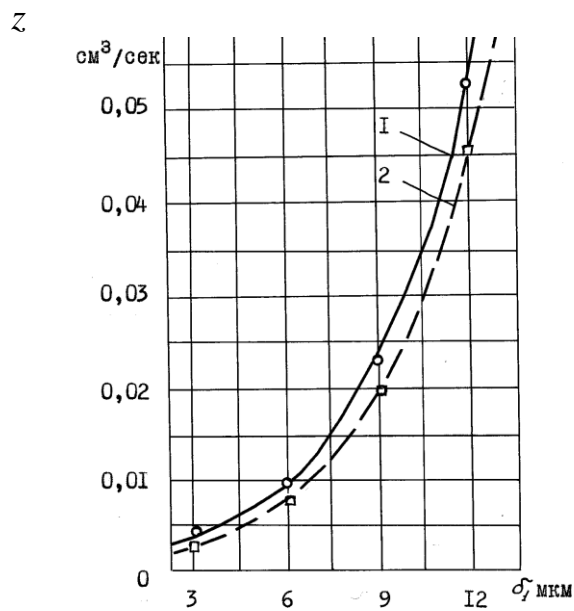


Рисунок 3.7. Залежність витоків палива від зазору в плунжерній парі ( $d_n = 8,5 \text{ мм}$ ;  $h_2 = 2,5 \text{ мм}$ ).

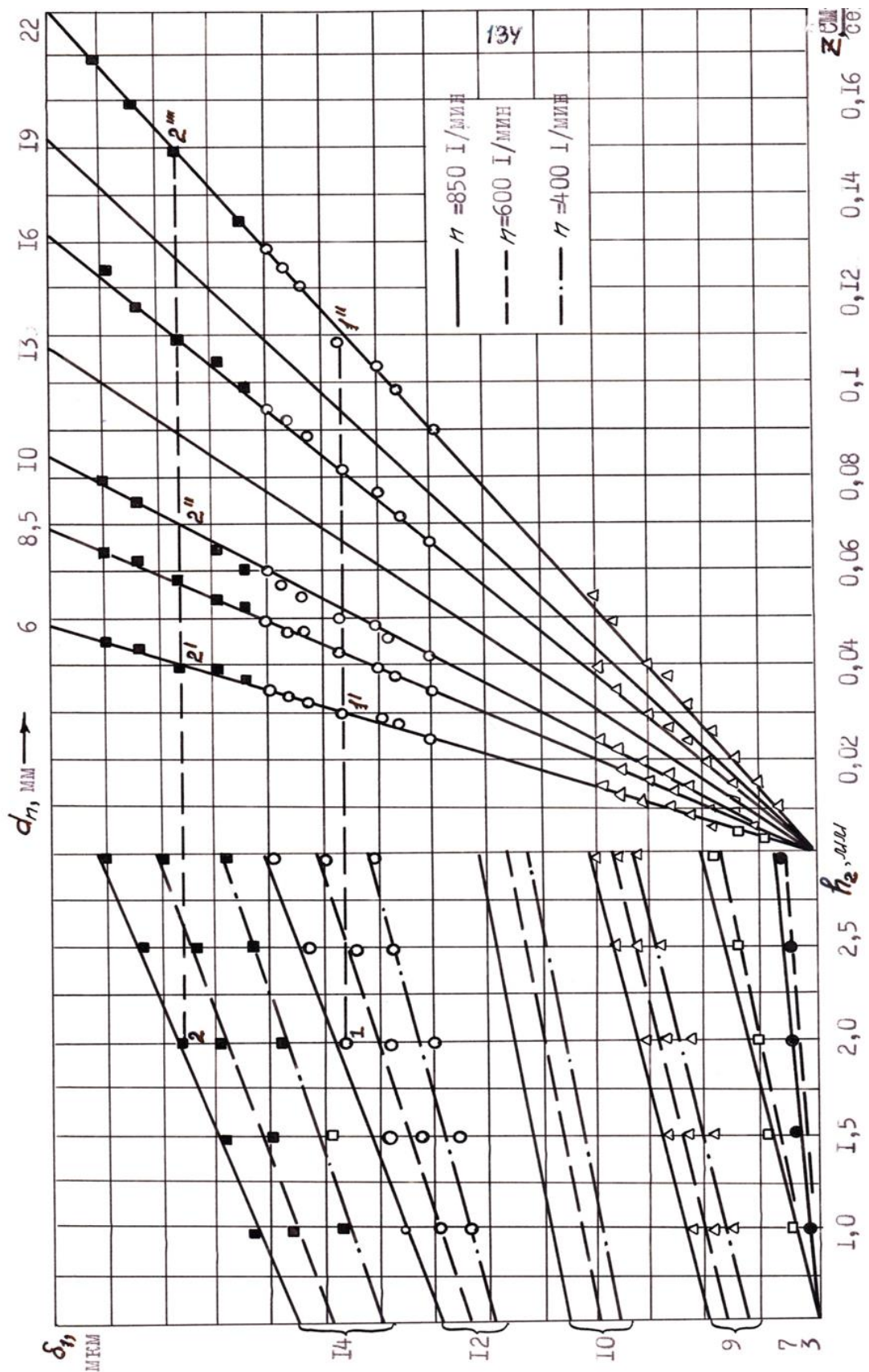


Рисунок 3.8. Номограма залежності витоків палива  $V$  від активного ходу плунжера  $h_2$ , зазору  $\delta_1$ , частоти обертання валу насоса  $n_n$  і діаметра плунжера  $d_n$ .

Правила користування номограми полягають в наступному:

- 1) задається активний хід плунжера, наприклад,  $h_2 = 2$  мм;
- 2) проводиться вертикаль до перетину з прямою, відповідної певному зазору і частоті обертання вала насоса, наприклад, точка 1 відповідає зазору  $\delta_1 = 12$  мкм і частоті обертання вала насоса  $n_n = 850$  хв<sup>-1</sup>, а точка 2 відповідає  $\delta_1 = 14$  мкм і частоті обертання вала насоса  $n_n = 400$  хв<sup>-1</sup>;
- 3) з точки 1 і 2 проводяться горизонтальні лінії до перетину з прямою, відповідно заданому діаметру плунжера, наприклад, точки 1' і 2' ( $d_n = 6$  мм), 2" ( $d_n = 12$  мм), 1" і 2" ( $d_n = 22$  мм);
- 4) з точок 1' і 2' та інш. проводяться вертикальні лінії до перетину з віссю абсцис (z) і визначається величина витoku палива.

Збільшення зазору між плунжером і втулкою сприяє зменшенню циклової подачі насоса. Як видно з (рис. 3.9) [36] зі збільшенням зазору від 3 до 8 мкм на номінальній частоті обертання вала продуктивність насоса зменшується незначно. При подальшому збільшенні зазору спостерігається більш різке падіння продуктивності. На мінімальних обертах різке падіння продуктивності настає раніше, тобто при зазорі, рівному 6 мкм.

Витік палива в картер насоса можна ліквідувати або звести до мінімуму (в залежності від величини зазору між втулкою і плунжером), застосувавши плунжерну пару спеціальної конструкції (рис. 3.10) [45].

Працює дана плунжерні пара наступним чином. Паливо, що просочилось через зазор в плунжерній парі, потрапляє в кільцеву канавку у втулці 1, потім по каналу 6 переходить у всмоктуючу порожнину 5 за рахунок розрідження в відсіченому отворі 4, виникаючому при великій швидкості витікання палива в момент відсікання.

Проходження палива через зазор в поршневій частини плунжерної пари вважається ламінарним, що відбувається під дією великих перепадів тисків. Внаслідок чого падіння напору вздовж потоку виявляється нелінійним.

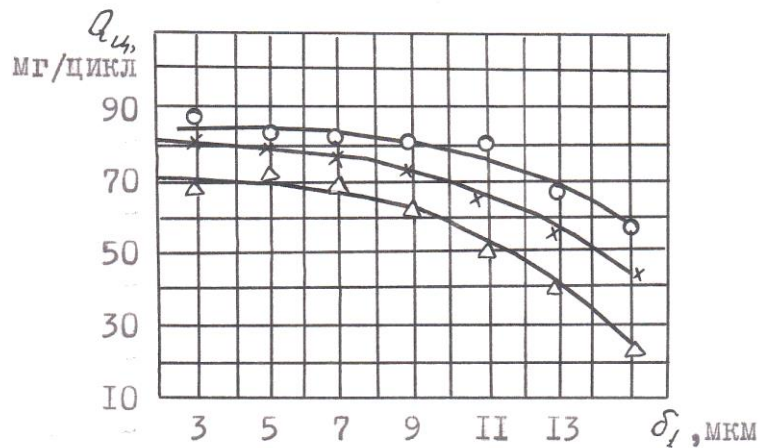


Рисунок 3.9. Залежність продуктивності насоса від величини зазору в плунжерній парі і частоти обертання вала насоса:  $\circ-\circ n_n = 850 \text{ хв}^{-1}$ ,  $x-x n_n = 600 \text{ хв}^{-1}$ ,  $\Delta-\Delta n_n = 400 \text{ хв}^{-1}$

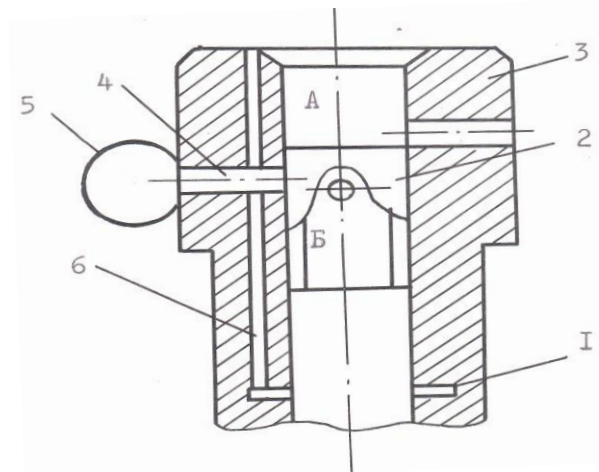


Рисунок 3.10. Плунжерна пара: 1 – кільцева канавка; 2 – плунжер; 3 – втулка; 4 – відсічний отвір; 5 – всмоктувальна порожнина; 6 – канал.

Пояснюється це тим, що витрата палива при ламінарному плинні пропорційний перепаду тиску  $\Delta P$ , а величина втраченої енергії, пропорційна квадрату перепаду тиску  $\Delta P^2$ . Крім того, при великих перепадах тиску паливо нагрівається, що сприяє зменшенню його в'язкості. В'язкість палива зростає із збільшенням тиску, її величина на початку потоку буде збільшена, в той же час вона буде зменшуватися вздовж потоку внаслідок падіння тиску.

Таким чином, в'язкість палива є змінною вздовж потоку, поздовжній градієнт тиску  $\frac{dP}{dx}$ , обумовлений тертям, надає на початку потоку більше

впливу, ніж у кінці потоку. Для одночасного врахування впливу тиску і температури на в'язкість палива маємо наступну залежність [12]:

$$\mu = \mu_1 \exp^{[\alpha(p-p_1) - \lambda(t-t_1)]}$$

де  $\mu$  і  $\rho_1$  - відповідно в'язкість і тиск палива при температурі на початку потоку;

$\alpha$  і  $\lambda$  - коефіцієнти, значення, яких змінюються в межах ( $\alpha = 0,0023 - 0,303$ ;  $\lambda = 0,023 - 0,0033$ ).

Диференціальні рівняння руху рідини у формі Ейлера мають наступний вид [42]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dU_x}{dt} &= x - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x}; \\ \frac{dU_z}{dt} &= z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial z}; \\ \frac{dU_y}{dt} &= y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial y}. \end{aligned} \right\} \quad (3.23)$$

Дана система рівнянь встановлює зв'язок між проекціями об'ємних сил і швидкостей, тиском і щільністю рідини.

На (рис. 3.11) [14] виділимо елементарний об'єм палива у формі прямокутного паралелепіпеда, симетричного відносно осі X і який має розміри  $2y \times l \times X$ . На верхню грань діє тиск  $P$ , на нижню -  $P - \partial P$ . На обидві грані будуть діяти дотичні напруги, рівні:

$$\tau = \mu \frac{d\vartheta}{dy}.$$

і спрямовані в бік, протилежний руху. Запишемо умову рівномірного руху виділеного об'єму вздовж осі OX

$$[P - (P - dP)]2y = 2\mu \frac{d\vartheta}{dy} dx,$$

або

$$\frac{d\vartheta}{dy} = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dP}{dx} y. \quad (3.24)$$



Інтегруючи рівняння в межах поперечного перерізу потоку (приймаючи  $dP/dx$  і  $\mu$  при цьому величини постійні), отримаємо:

$$g = \frac{dP}{dx} \cdot \frac{1}{2\mu} \cdot y^2 + c.$$

Так як при  $y = \frac{\delta}{2}$   $g = 0$ ,

тоді

$$C = -\frac{\delta}{8\mu} \cdot \frac{dP}{dx},$$

отже

$$g = \frac{1}{2\mu} \left( y^2 - \frac{\delta^2}{4} \right) \frac{dP}{dx} \quad (3.25)$$

Визначаємо витрату палива, що припадає на одиницю ширини зазору

$$Q = \int_s g dS = -\frac{dP}{dx} \cdot \frac{1}{\mu} \int_0^{\frac{\delta}{2}} \left( \frac{\delta^2}{4} - y^2 \right) dy = -\frac{\delta^3}{12\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \quad (3.26)$$

Втрати по всій ширині зазору  $S = \pi d$  складають:

$$Q = -\frac{\pi d \delta^3}{12\mu} \cdot \frac{dP}{dx}. \quad (3.27)$$

Запишемо рівність між втратою енергії на тертя, що перейшла в тепло, і приростом теплової енергії рідини за одиницю часу

$$Q \rho c (t - t_1) = k (P_1 - P) Q, \quad (3.28)$$

де  $K$  - коефіцієнт, що враховує частку роботи сил в'язкості, яка йде на її нагрівання.

При  $K = 1$  відсутня теплопередача через стінку і вся робота сил в'язкості йде на нагрівання рідини. При  $K = 0$  відбувається інтенсивна тепловіддача через стінку, а підвищення температури рідини не відбувається (ізотермічна течія), маємо:

$$t - t_1 = k / \rho c (P_1 - P),$$

підставивши у вираз значення  $\mu$ , отримаємо:

$$\mu = \mu_1 e^{\alpha(P-P_1) - \lambda \left[ \frac{k}{\rho c} (P_1 - P) \right]} = \mu_1 e^{(P_1 - P) \left( \alpha + \frac{k\lambda}{\rho c} \right)}.$$

Рівняння (3.27) представимо у вигляді:

$$\frac{12Q}{\pi d \delta^3} dx = -\frac{dP}{\mu}.$$

або

$$\frac{12Q\mu_1}{\pi d \delta^3} dx = -\int e^{(P_1-P)(\alpha+\frac{k\lambda}{\rho c})} dP_1. \quad (3.29)$$

Після інтегрування отримаємо:

$$\frac{12Q\mu_1 x}{\pi d \delta^3} = \frac{1}{\alpha + \frac{k\lambda}{\rho c}} e^{(P_1-P)(\alpha+\frac{k\lambda}{\rho c})} + c. \quad (3.30)$$

В початковому перетині  $x = 0$ ,  $P = P_1$ , а звідси:

$$C = -\frac{1}{\alpha + \frac{k\lambda}{\rho c}}.$$

В кінцевому перетині потоку при  $x = L$ ,  $P = P_{зБ} = 0$ , тому:

$$Q = \frac{\pi d \delta^3}{12\mu_1 L} \cdot \frac{1}{\alpha + \frac{k\lambda}{\rho c}} \left[ e^{P_1(\alpha+\frac{k\lambda}{\rho c})} - 1 \right] \quad (3.31)$$

Якщо не враховувати вплив температури на в'язкість палива формула (3.31) приймає більш простий вид:

$$Q = \frac{\pi d \delta^3 \square P}{12\mu L} \quad (3.32)$$

звідси:

$$\begin{aligned} \square P = P_1 - P_k &= \frac{12Q\mu L}{\pi d \delta^3}; \\ P_k &= P_1 - \frac{12Q\mu L}{\pi d \delta^3}. \end{aligned} \quad (3.33)$$

Розглянемо величину тиску в точках  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  ... (рис.3.11) і запишемо:

$$P_a = P_1 - \frac{12Q\mu_a L}{\pi d \delta^3};$$

$$P_b = P_1 - \frac{12Q\mu_b L}{\pi d \delta^3};$$

$$P_c = P_1 - \frac{12Q\mu_c L}{\pi d \delta^3};$$

$$P_d = P_1 - \frac{12Q\mu_d L}{\pi d \delta^3}.$$

Причому:  $P_K < P_D < P_c < P_a$

Особливо важливе значення має розрідження в відсіченому отворі, за яким визначається місце протікання кільцевої канавки 1 у втулці (рис. 3.10) для збору палива, що протікає через щілину поршневої частини плунжера.

Величину розрідження у відсічному отворі можна визначити за рівнянням Бернуллі. Для цього проведемо площину порівняння через вісь отвору і візьмемо два перетини (I-I і II-II).

Напишемо рівняння Бернуллі для цих перерізів нехтуючи для спрощення втратами енергії:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 g_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 g_2^2}{2g}, \quad (3.34)$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей по живому перерізу потоку.

Швидкості палива в першому і в другому перетинах відповідно рівні:

$$g_1 = \frac{4Q}{\pi D^2}; \quad g_2 = \frac{4Q}{\pi d_0^2},$$

$$\text{де } Q = f_0 \mu \sqrt{\frac{2g}{\gamma} P};$$

$D$  - діаметр при вході палива у відсіченому отворі, мм;

$d_0$  - діаметр відсіченого отвору в середній частині, мм;

$Q$  - витрата палива через відсічений отвір, н/с;

$f_0$  - площа перетину отвору, мм<sup>2</sup>;

$\mu_0$  - коефіцієнт витрати палива через відсічений отвір;

$$P = P_1 - P_{BC}, \text{ МПа}$$

Величина розрідження визначається за рівнянням [12]:

$$h_{\text{вак}} = \frac{P_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g},$$

Звідси:

$$\frac{P_2}{\rho g} = \frac{P_{am}}{\rho g} - h_{вак},$$

де  $P_{AT} = P_K$ .

Підставимо значення для  $\frac{P_2}{\rho g}$  в рівняння (3.34), отримаємо:

$$h_{вак} = \frac{\alpha_2 g_2^2}{2g} - \frac{\alpha_1 g_1^2}{2g} + \frac{P_{am}}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g}. \quad (3.35)$$

Підставимо замість  $v_1$ ,  $v_2$  і  $Q$  їх значення, отримаємо:

$$\begin{aligned} h_{вак} &= \frac{16Q^2}{2g\pi^2} \left( \frac{\alpha_1}{d_0^4} - \frac{\alpha_2}{D^4} \right) + \frac{P_{am}}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} = \\ &= \frac{1}{\rho g} \left[ \frac{16f_0^2 \mu_0^2 P}{\pi^2} \left( \frac{\alpha_1}{d_0^4} - \frac{\alpha_2}{D^4} \right) + P_{am} - P_1 \right]. \end{aligned} \quad (3.36)$$

Використовуючи дане рівняння, можна визначити місце протікання канавки I (рис. 3.10). Наприклад, для паливного насоса УТН трактора Білорус маємо:  $\gamma = \rho g = 8 \cdot 10^{-4} \text{ кг/см}^3$ ;  $\mu = 0.5625$ ;  $\pi^2 = 9.86$ ;  $\alpha_1 = 1$ ;  $d_0 = 0.3 \text{ см}$ ;  $D = 0.345 \text{ см}$ ;  $d^4 = 0.0081 \text{ см}^4$ ;  $D^4 = 0.0142 \text{ см}^4$ ;  $P_{am} = 10 \text{ кг/см}^2$ ;  $P_1 = 3 \text{ МПа}$ ;  $\Delta P = 30 \text{ МПа}$ ;  $f = 0.01997 \text{ см}^4$ ;  $h_{вак} = 205 \text{ мм}$ .

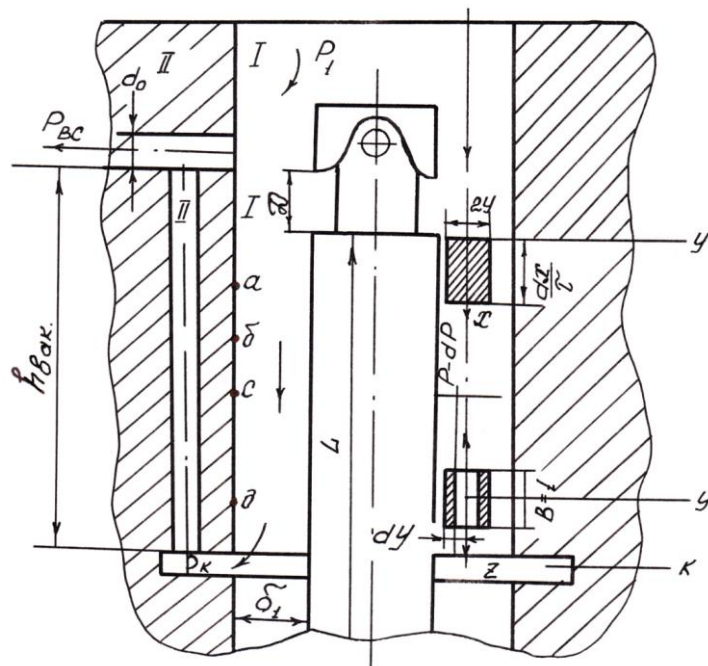


Рисунок 3.11 Схема течії палива в щілині плунжерної пари.

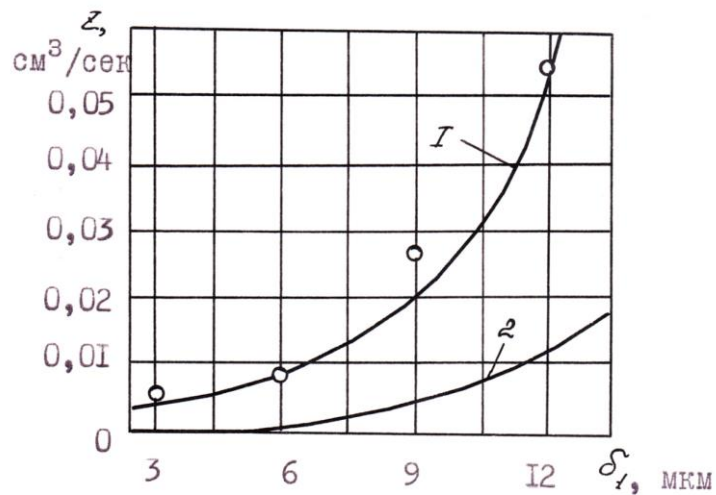


Рисунок 3.12 Величина витіку палива ( в залежності від щілини) в плунжерній парі ( $d_n = 8,5$  мм;  $h_z = 3$  мм;  $n_H = 850$  хв<sup>-1</sup>): 1-серійна плунжерна пара; 2- плунжерна пара із відсмоктувальною канавкою.

Підставимо дані числові значення в рівняння (3.36).

Результати експериментальних досліджень показали, що витік палива в картер насоса стрімко зменшується при використанні плунжерної пари з відсмоктувальним каналом у втулці (рис. 3.12. - крива 2) [14]. Крива 1 відповідає підтіканням палива при роботі з насосом із серійними плунжерними парами.

Використовуючи рівняння (3.5, 3.8, 3.10, 3.18 – 3.22), які характеризують багатофакторний зв'язок параметрів паливного насоса між собою і з вихідними параметрами  $Q_{ц}$  та  $\theta$ , а також графічні залежності (рис. 3.4 – 3.12), отримані в результаті теоретичного і експериментального досліджень, визначимо взаємозв'язок параметрів і їх вплив на надійність і довговічність паливної апаратури.

3.1.4. Багатофакторності зв'язків параметрів паливної апаратури в малих відхиленнях.

Використовуючи рівняння (3.18 – 3.22), отримаємо значення параметрів паливного насосу УТН трактора Білорус (таблиці 3.4 – 3.6) та графіки багатофакторного зв'язку в малих відхиленнях (рис. 3.13 – 3.15).

Таблиця 3.4 - Значення параметрів паливного насосу

Параметри		Значення						Як визначаються
1	2	3	4	5	6	7	8	9
МКМ	$\delta_1$ , $n_H, \text{XB}^{-1}$	900	800	700	600	500	400	задаються
	$\varphi_2^o$ , П.К.В.	9.7	8.8	8.0	7.5	6.5	5.5	дослідами
	$v_n$ , М/с	1.2	1.11	0.972	0.82	0.72	0.65	$g_n = \frac{6n_H h_2}{\varphi_2}$
	$\Delta P$ , МПа	35	32.5	30	27.5	25	22.5	дослідами
	$Q_T$ , мм <sup>3</sup>	122.3	115.4	105	96.89	88.5	84.5	$Q_T = \frac{\pi d_n^2 g_n \varphi_2}{24 n_H}$
	$V_{OTC}$ , мм <sup>3</sup>	50.9	50.9	50.9	50.9	50.9	50.9	$V_{OTC} = \frac{\pi d_k^2 h_{OTC}}{4}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
3	$z$ , мм <sup>3</sup>	0.12	0.11	0.1	0.09	0.06	0.07	$z = \frac{\pi d_n \delta_1^3 \square P}{12 \mu L}$
	$Q_{II}$ , мм <sup>3</sup>	71.3	64.5	54.1	49.5	37.5	33.6	$Q_{II} = Q_T - V_{OTC} - z$
4	$z$ , мм <sup>3</sup>	0.28	0.26	0.24	0.22	0.20	0.18	-
	$Q_{II}$ , мм <sup>3</sup>	71.1	64.3	53.9	45.8	37.4	33.4	-
5	$z$ , мм <sup>3</sup>	0.55	0.51	0.47	0.43	0.39	0.35	-
	$Q_{II}$ , мм <sup>3</sup>	70.9	64.1	53.7	45.5	37	33.3	-
6	$z$ , мм <sup>3</sup>	0.94	0.86	0.81	0.74	0.67	0.61	-
	$Q_{II}$ , мм <sup>3</sup>	70.5	63.7	53	45.3	36.9	33	-
7	$z$ , мм <sup>3</sup>	1.50	1.39	1.28	1.18	1.07	0.96	-
	$Q_{II}$ , мм <sup>3</sup>	69.9	63.2	52.9	44.9	36.6	32.7	-
8	$z$ , мм <sup>3</sup>	2.233	2.073	1.914	1.754	1.595	1.435	-
	$Q_{II}$ , мм <sup>3</sup>	69.16	62.48	52.23	44.27	33.02	32.18	-
9	$z$ , мм <sup>3</sup>	2.826	2.624	2.422	2.22	2.019	1.817	-
	$Q_{II}$ , мм <sup>3</sup>	68.56	61.93	51.72	43.8	35.69	31.81	-
10	$z$ , мм <sup>3</sup>	4.361	4.050	3.738	3.427	3.115	2.804	-
	$Q_{II}$ , мм <sup>3</sup>	67.03	60.5	50.4	42.6	34.5	30.81	-
11	$z$ , мм <sup>3</sup>	5.805	5.39	4.975	4.561	4.146	3.371	-
	$Q_{II}$ , мм <sup>3</sup>	65.58	59.2	49.2	41.46	33.46	29.89	-
12	$z$ , мм <sup>3</sup>	7.536	6.998	6.459	5.921	5.383	4.845	-
	$Q_{II}$ , мм <sup>3</sup>	63.85	57.55	47.68	40.1	32.23	28.77	-

За знайденими параметрами паливного насосу (табл. 3.4) визначають значення коефіцієнтів впливу для різних режимів роботи і технічного стану паливного насосу (табл. 3.5).

Таблиця 3.5 - Значення коефіцієнтів впливу для різних режимів роботи

$\beta_1$ , МКМ	$n_H, \text{хв}^{-1}$ Коефіцієнти	900	800	700	600	500	400
		3	4	5	6	7	8
1	2	3	4	5	6	7	8
3	$K_1$	0.102	0.104	0.108	0.118	0.123	0.130
	$K_2$	1.2604	1.3116	1.3126	1.2919	1.312	1.531
	$K_3$	0.13	0.144	0.150	0.162	0.177	0.211
	$K_4$	28.26	28.26	28.26	28.26	28.26	28.26
	$K_5$	1.178	1.093	1.009	0.925	0.841	0.757
	$K_6$	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
	$K_7$	0.236	0.219	0.202	0.185	0.168	0.151
1	2	3	4	5	6	7	8
4	$K_5$	2.093	1.944	1.794	1.645	1.495	1.346
	$K_6$	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
	$K_7$	0.588	0.518	0.478	0.439	0.399	0.359
5	$K_5$	3.271	3.037	2.804	2.570	2.336	2.103
	$K_6$	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16
	$K_7$	1.09	1.012	0.933	0.857	0.778	0.701
6	$K_5$	4.710	4.374	4.037	3.701	3.364	3.028
	$K_6$	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27
	$K_7$	1.884	1.749	1.615	1.480	1.246	1.211
7	$K_5$	6.411	5.953	5.95	5.037	4.579	4.121
	$K_6$	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43
	$K_7$	2.992	2.778	2.564	2.351	2.137	1.923
8	$K_5$	8.373	7.775	7.177	6.579	5.981	5.383
	$K_6$	0.64	0.64	0.64	0.64	0.64	0.64
	$K_7$	4.46	4.147	3.828	3.509	3.19	2.871
9	$K_5$	10.60	9.840	9.083	8.326	7.57	6.813
	$K_6$	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
	$K_7$	6.358	5.904	5.450	4.996	4.542	4.008
10	$K_5$	13.08	12.15	11.22	10.28	9.345	8.411
	$K_6$	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25
	$K_7$	8.772	8.099	7.476	6.853	6.230	5.607
11	$K_5$	15.83	14.70	13.57	12.44	11.31	10.18
	$K_6$	1.66	1.66	1.66	1.66	1.66	1.66
	$K_7$	11.61	10.78	9.951	9.121	8.292	7.463
12	$K_5$	18.84	17.50	16.20	14.80	13.5	12.11
	$K_6$	2.15	2.15	2.15	2.15	2.15	2.15
	$K_7$	15.07	14.00	12.92	11.84	10.77	9.699

Підставляючи ці значення в праву частину рівняння (3.8) отримаємо числову таблицю коефіцієнтів впливу (табл. 3.6).

Таблиця 3.6 - Числові значення коефіцієнтів впливу

$n_n, \text{хв}^{-1}$	$\delta n_n$	$\delta g_n$	$\delta \varphi_2$	$\delta(\Delta P)$	$\delta \delta_1$	$\delta \mu$	$\Delta h_{отс}$
900	0.136	0.102	1.2604	0.04	1.178	0.23	28.26
800	0.144	0.104	1.3116	0.04	1.093	0.219	28.26
700	0.150	0.108	1.3126	0.04	1.009	0.202	28.26
600	0.162	0.108	1.2919	0.04	0.925	0.185	28.26
500	0.177	0.123	1.3612	0.04	0.841	0.168	28.26
400	0.211	0.130	1.5361	0.04	0.757	0.151	28.26

Використовуючи рівняння (3.10) і (табл. 3.6) кількісне співвідношення знаходимо наступним чином. При сталості всіх параметрів, крім  $\varphi_2$  рівняння (3.10) приймає вигляд:

$$\delta Q_u = \left( \frac{\delta Q_u}{\delta \varphi_2} \right) \delta \varphi_2 = 1.2604 \delta \varphi_2$$

Таким чином, при збільшенні тривалості подачі палива  $\varphi_2$  на  $1^0$  п.к.в. насоса, циклова подача палива  $Q_u$  підвищується на 1,26 одиниць її величини ( $\text{мм}^3/\text{цикл}$ ). Таким же чином можна перевірити вплив і других параметрів на циклову подачу.

Визначимо сумарну зміну циклової подачі палива.

Варіант 1. Припустимо, що частота обертів валу насоса збільшилась з 800 до  $900 \text{ хв}^{-1}$ , тобто 100 одиниць ( $Q_u$  підвищується на 100  $K_3$  одиниць). Із збільшенням частоти обертів вала температура палива підвищується, в'язкість зменшується, приблизно на величину ( $5 \cdot 10^{-8} - 4 \cdot 10^{-8}$ ), отже, маємо:

$$\delta Q_u = K_1 \delta g_n + K_2 \delta \varphi_2 + K_3 \delta n_n - K_4 \delta h_{отс} - K_5 \delta \delta_1 - K_6 \delta(\Delta P) + K_7 \delta \mu.$$

Відповідно до (табл. 3.4. і 3.5.) знаходимо:

$$\delta g_n = \frac{\Delta g_n}{g_n} = \frac{g_2 - g_1}{g_1} = \frac{1.2 - 1.11}{1.11} = 0.08;$$

$$\delta \varphi_2 = \frac{\Delta \varphi_2}{\varphi_2} = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\varphi_1} = \frac{9.7 - 8.8}{8.8} = 0.1;$$

$$\delta n_n = \frac{\Delta n_n}{n_n} = \frac{n_2 - n_1}{n_1} = \frac{900 - 800}{800} = 0.125;$$



$$\delta h_{отс} = \frac{\Delta h_{отс}}{h_{отс}} = 0;$$

$$\delta \delta_1 = \frac{\Delta \delta_1}{\delta_1} = 0;$$

$$\delta(\Delta P) = \frac{\Delta(\Delta P)}{\Delta P} = \frac{\Delta P_2 - \Delta P_1}{\Delta P_1} = \frac{35 - 32.5}{32.5} = 0.08;$$

$$\delta \mu = \frac{\Delta \mu}{\mu} = \frac{\mu_2 - \mu_1}{\mu_1} = \frac{5 \cdot 10^{-8} - 4 \cdot 10^{-8}}{4 \cdot 10^{-8}} = -0.25;$$

$$\delta Q_u = 0.102 \cdot 0.08 + 1.2604 \cdot 0.1 + 0.136 \cdot 100 \cdot 0.125 - 0.08 \cdot 0.08 + 0.558 \cdot 0.2 = 2.050575.$$

Варіант 2. Припустимо, що з урахуванням тривалої експлуатації зазор в плунжерній парі збільшується в порівнянні з початковим від 3 мкм до 6 мкм, а в'язкість палива при зниженій температурі підвищена на величину ( $6 \cdot 10^{-8}$  -  $5 \cdot 10^{-8}$ ).

У першому випадку при постійному зазорі з підвищення частоти обертання вала і зміни інших параметрів циклова подача збільшується на 3,07 мм<sup>3</sup>/цикл, у другому випадку за рахунок підвищення підтікання палива через зазор ( зазор збільшився з 3 мкм до 6 мкм) циклова подача зменшується відносно первісної її величини на 1,386 мм<sup>3</sup>/цикл. На (рис. 3.13) наведені залежності коефіцієнтів впливу від частоти обертання вала насоса. Залежність чисельних змін циклової подачі від малих відхилень параметрів паливного насоса і від величини зазору в плунжерній парі  $\delta_1$  показані на (рис. 3.14 і рис. 3.15). Результати аналізу (табл. 3.4 - 3.6) та (рис. 3.13 - 3.15) зведені в (табл. 3.7), з якої видно, що на циклову подачу насоса робить помітний вплив багато експлуатаційних параметрів. Так, при збільшенні частоти обертів вала насоса на  $\text{хв}^{-1}$  циклова подача підвищується на 0,14 мм<sup>3</sup>/цикл. Щоб підвищити циклову подачу на 1,26 мм<sup>3</sup>/цикл (зберігаючи при цьому частоту обертів вала насоса постійною) треба тривалість подавання палива (активний хід плунжера) збільшити на 1° п.к.в. (1 мм).

Витоку палива через зазор в плунжерній парі впливають на циклову подачу незначний вплив при зазорах 3-5 мкм.

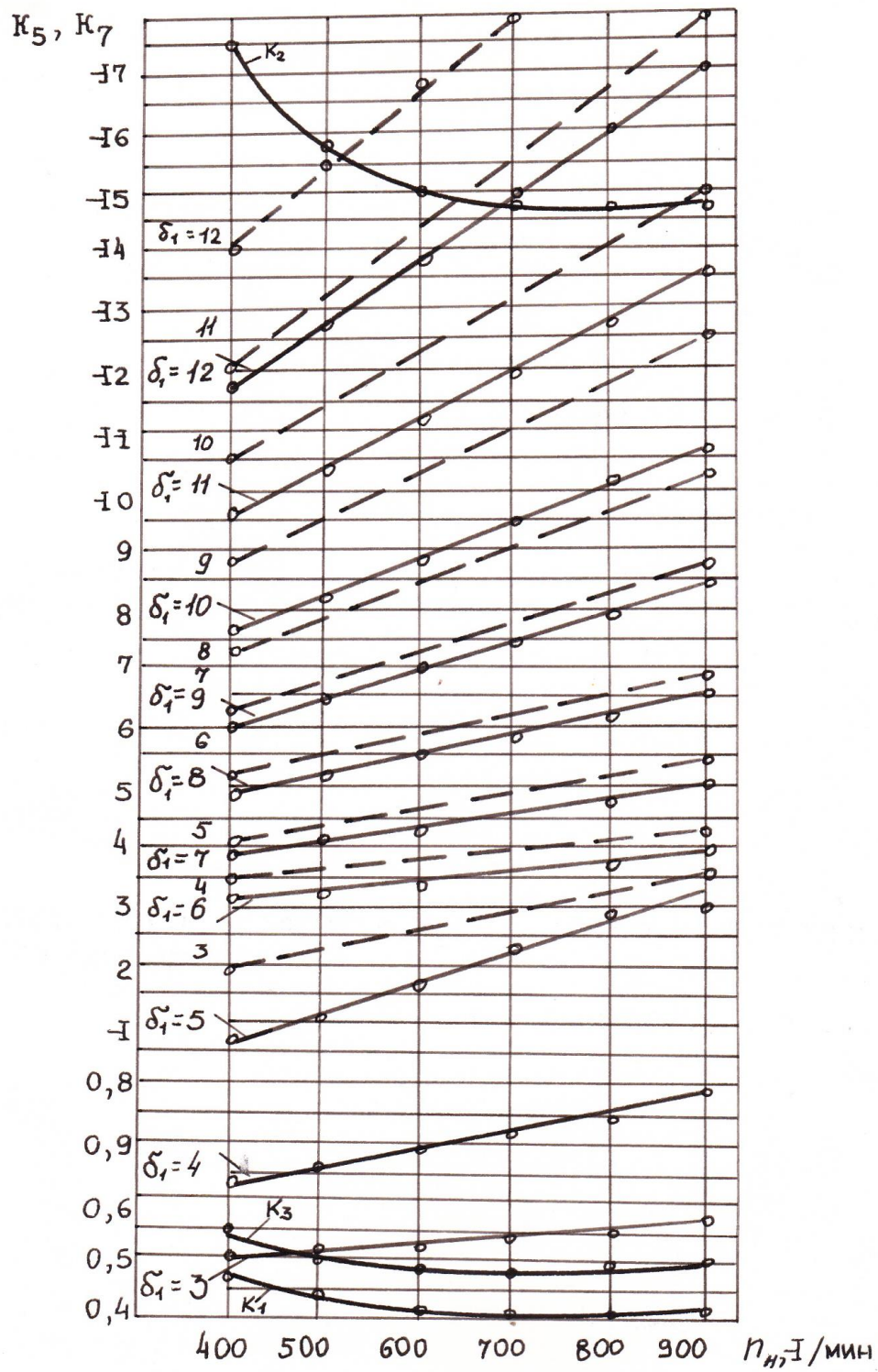


Рисунок 3.13. Залежність коефіцієнтів від  $n_H$  і  $\delta_1$ :  $\circ-\circ K_5, \circ-\circ K_7$ .

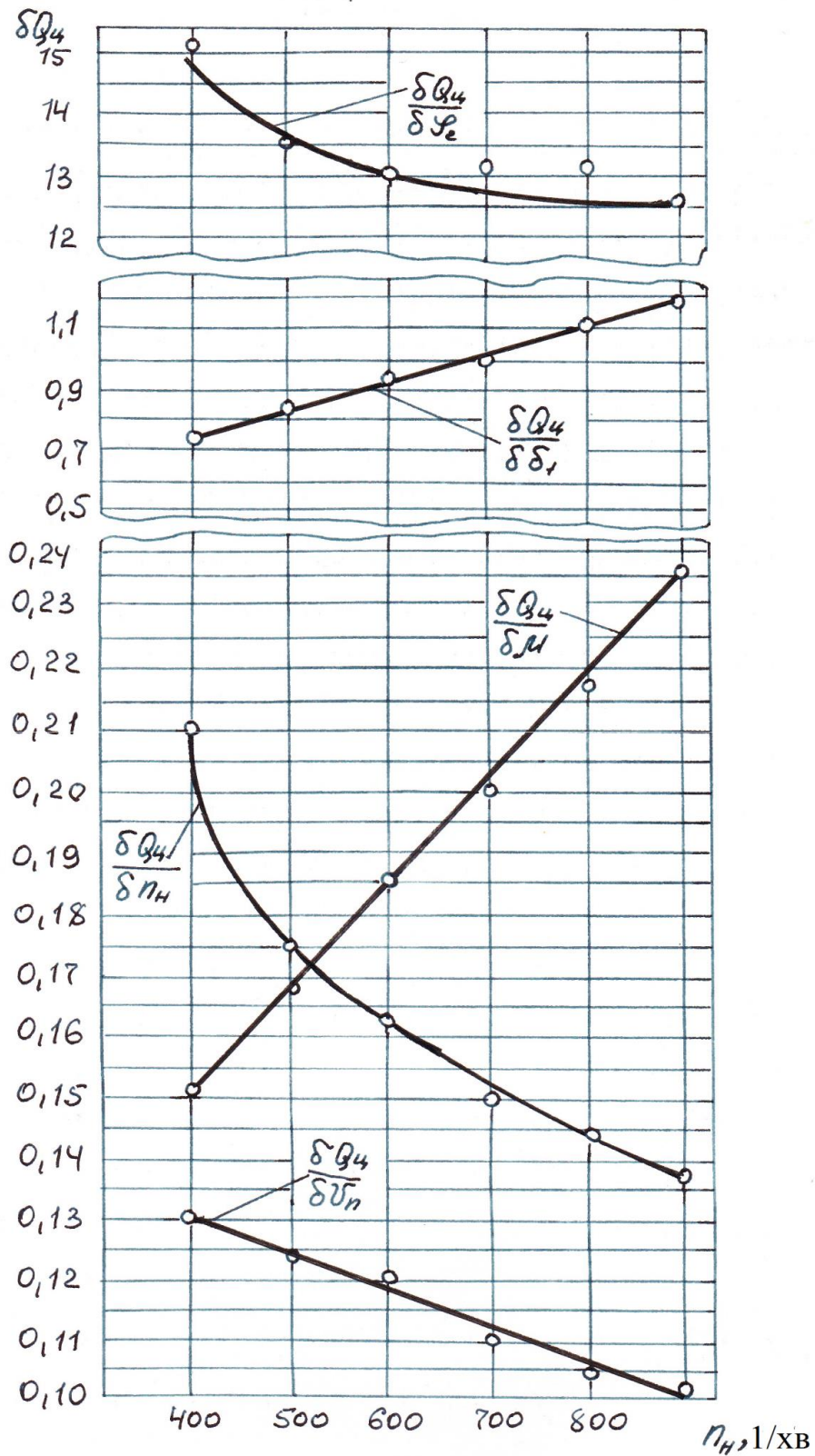


Рисунок 3.14. Залежність відносних змін циклової подачі від малих відхилень параметрів насосу.

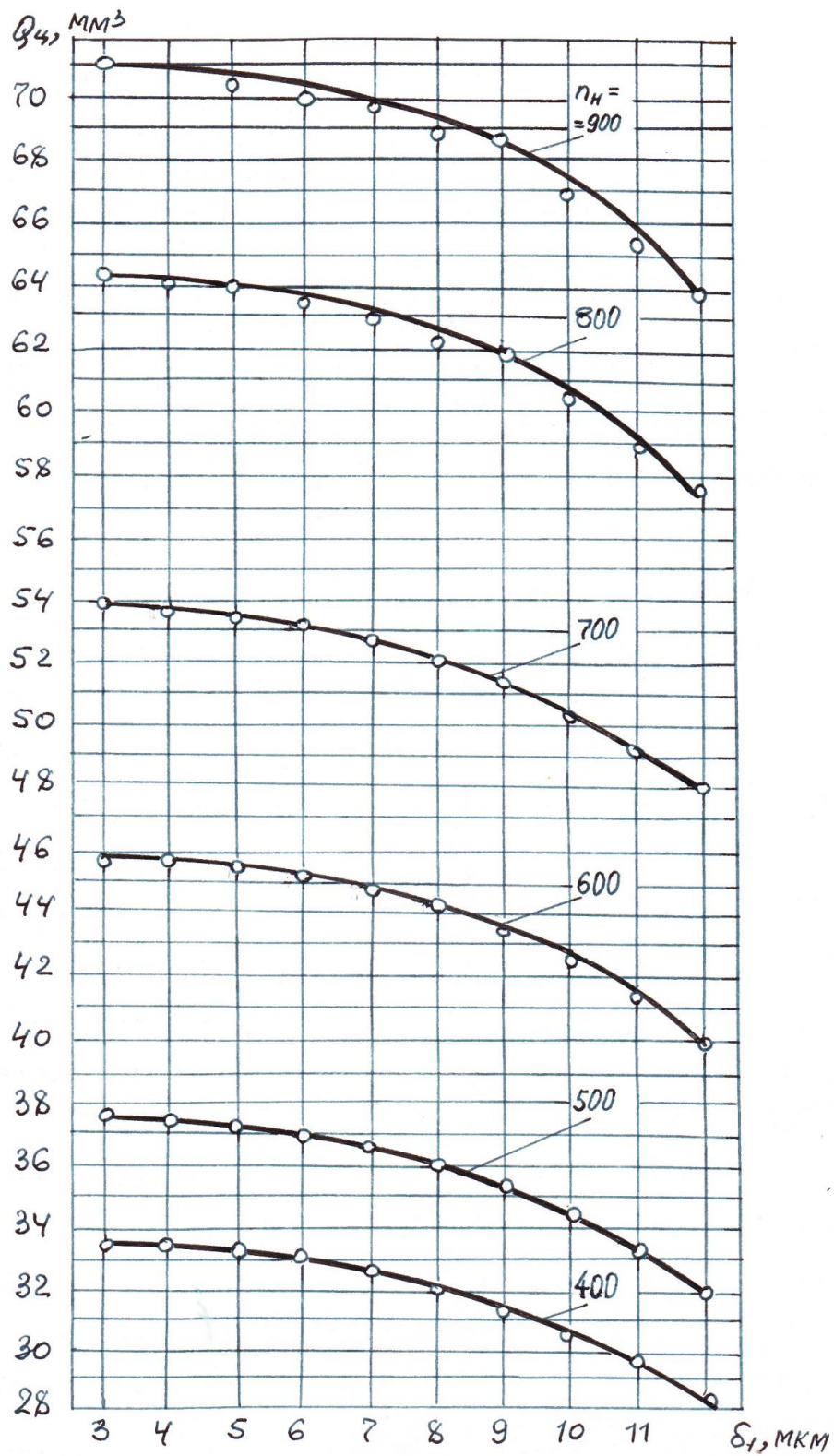


Рисунок 3.15. Залежність циклової подачі палива від величини зазору  $\delta_1$  і частоти обертів вала  $n_H$ .

При зазорах 8 мкм і вище, витік надає суттєвий вплив на циклову подачу, зменшуючи її на 7-10 % (рис. 3.15).

Таблиця 3.7 - Зведені данні впливу експлуатаційних параметрів

№ п/п	При зростанні на 1 одиницю величини параметрів	Циклова подача палива збільшується (+) / зменшується (-)
1	$n_n$	+ 0.136 мм <sup>3</sup> /цикл
2	$\varphi_e$	+ 1.2604 мм <sup>3</sup> /цикл
3	$\delta_l$	-1.18 мм <sup>3</sup> /цикл
4	$\mu$	+ 0.24 мм <sup>3</sup> /цикл
5	$\Delta P$	-0.04 мм <sup>3</sup> /цикл

Використовуючи (табл. 3.4) і (рис. 3.15) можна скласти (табл. 3.8), з якої видно, на скільки одиниць зменшується циклова подача палива при збільшенні зазору в плунжерній парі послідовно на 1 мкм (від номінальної циклової подачі при  $\delta_l = 3$  мкм).

Таблиця 3.8 - Величини зменшення циклової подачі палива при збільшенні зазору в плунжерній парі

При збільшенні зазору $\delta_l$ на 1 мкм, циклова подача $Q_u$ знижується залежно від $n_n$ , мм <sup>3</sup> /цикл								
$\delta_l \backslash n_n$	3	4	5	6	7	8	9	10
900	0	0,226	0,374	0,560	0,786	1,055	0,858	2,239
800	0	0,233	0,384	0,576	0,807	1,083	0,882	2,303
700	0	0,255	0,423	0,633	0,890	1,196	0,973	2,545
600	0	0,274	0,456	0,684	0,960	1,291	1,053	2,756
500	0	0,306	0,508	0,763	1,009	1,442	1,177	3,080
400	0	0,307	0,512	0,770	1,078	1,449	1,187	3,104

Представляє зацікавлення вивчення питання про вплив відсмоктувального об'єму нагнітального клапана  $V_{отс}$  на  $Q_u$  та інші параметри насоса. Вище розглядалося питання про вплив параметрів насоса на його циклову подачу, при цьому, відсмоктувальний об'єм приймався постійним (конструктивний параметр). Ця величина залежить від висоти  $h_{отс}$  розташування розвантажувального пояса від запірного конуса нагнітального клапана (рис. 3.16).



В експлуатації відсмоктувальний об'єм практично не змінюється - це конструктивний параметр. Досліджуємо нагнітальні клапани з різним розташуванням завантажувального пояска по висоті  $h_{OTC}$  (табл. 3.9), його вплив на величину циклової подачі.

Таблиця 3.9 - Розміри нагнітальних клапанів з різним розташуванням завантажувального пояска

Параметр	Величина параметрів				
С, мм ( $h_{OTC}$ )	1.8	2.5	3.0	3.5	4.0

Циклову подачу визначаємо за умови сталості параметрів  $Q_u$  і  $z$  (табл. 3.10).

Таблиця 3.10 - Циклова подача нагнітального клапану

с, хв <sup>-1</sup>	$h_{OTC}$ , мм	1.8	2.5	3.0	3.5	4.0
		$V_{OTC}$ , мм <sup>3</sup>	50.868	70.650	84.780	98.910
900	$Q_u$ , мм <sup>3</sup>	71,239	51,487	37,357	23,227	9,097
800	$Q_u$ , мм <sup>3</sup>	64,440	44,658	30,528	16,398	2,268
700	$Q_u$ , мм <sup>3</sup>	54,037	34,255	20,125	5,995	- 8,135
600	$Q_u$ , мм <sup>3</sup>	45,929	26,147	12,017	-2,113	-16,243
500	$Q_u$ , мм <sup>3</sup>	37,525	17,743	3, 13	- 10,52	-24,647
400	$Q_u$ , мм <sup>3</sup>	33,540	13,758	-0,372	- 14,50	-28,632

Використовуючи (табл. 3.10) і результати експериментальних досліджень [22-29], отримуємо залежності  $Q_u$ , від  $V_{OTC}$  ( $h_{OTC}$ ) (рис. 3.17).

Як видно на (рис. 3.17), що зі збільшенням ходу розвантаження клапана циклова подача насоса на всіх режимах роботи зменшується. Причому, спостерігається різке падіння циклової подачі зі зміною висота розташування розвантажувального паска від величини  $h_{OTC} = 1,8$  до  $h_{OTC} = 3,5$  мм, потім її зменшення сповільнюється (рис. 3.17 – штрихові криві). Це можна пояснити тим, що чим нижче розташованій розвантажувальний поясок, тим вище піднімається нагнітальній клапан при роботі (рис. 3.18) [29], а пружина стискається сильніше. Приріст підйому клапана зменшується зі збільшенням

висота розташування розвантажувального пояса, так як сильно стиснута пружина починає чинити більшу протидію. В результаті чого і сповільнюється зменшення циклової подачі палива.

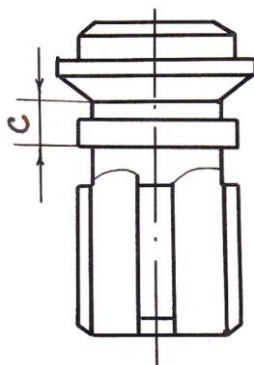


Рисунок 3.16. Нагнітальний клапан паливного насоса дизеля 4Ч 11/12,5.

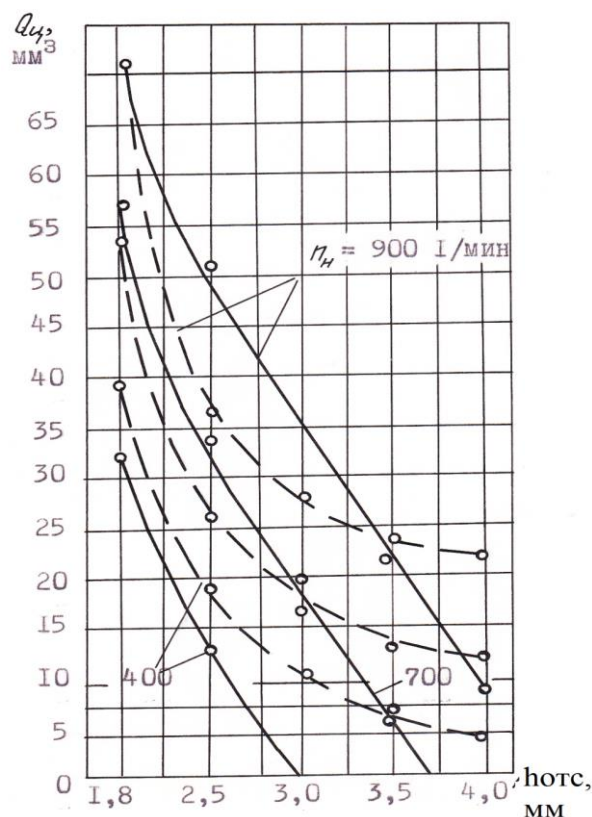


Рисунок 3.17. Залежність циклової подачі  $Q_u$  від величини всмоктувального ходу клапана  $h_{OTC}$ : — теоретична, ---- експериментальна.

В залежності від величини ходу розвантаження « $h_{OTC}$ » змінюється і величина залишкового тиску. Чим більший хід, тим менший залишковий тиск в трубопроводі. Максимальний тиск палива в штуцері насоса  $P_H$ , а, отже, і тиск впорскування  $P_f$ , при цьому, помітно зменшується (рис.3.19) [9].

Для аналізу впливу основних параметрів паливного насоса на циклову подачу палива за результатами теоретичних та експериментальних досліджень побудований графік (рис. 3.20), з якого випливає, що найбільший вплив робить частота обертання вала насоса  $n_n$ , тривалість подавання палива  $\varphi_2$  (активний хід плунжера  $h_2$ ) і зазор в плунжерній парі  $\delta_1$ . У процесі експлуатації вказані параметри змінюються. Частота обертів вала насоса змінюється в залежності від режиму роботи дизеля, активний хід плунжера (тривалість подачі) від зміни навантаженості дизеля, а також в результаті зносу або врегулювання насоса при тривалій експлуатації, а зазор збільшується в результаті знос плунжерної пари.

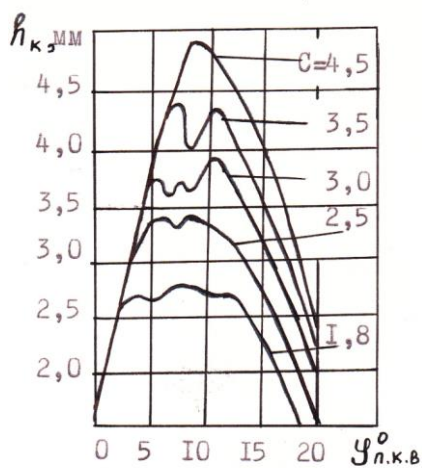


Рисунок 3.18. Залежність підйому нагнітального клапана від величини ходу розвантаження ( $c = h_{отс}$ ) за кутом повороту вала насоса.

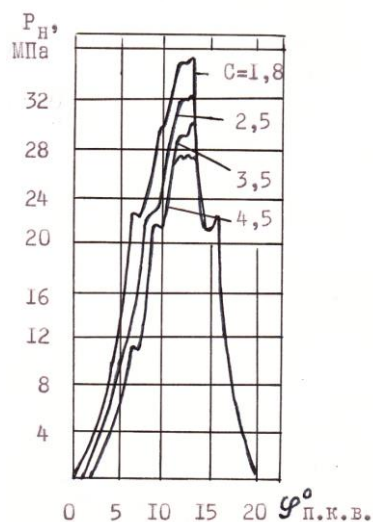


Рисунок 3.19. Залежність тиску в штуцері насоса від величини ходу розвантаження ( $c = h_{отс}$ ) за кутом повороту вала насоса.



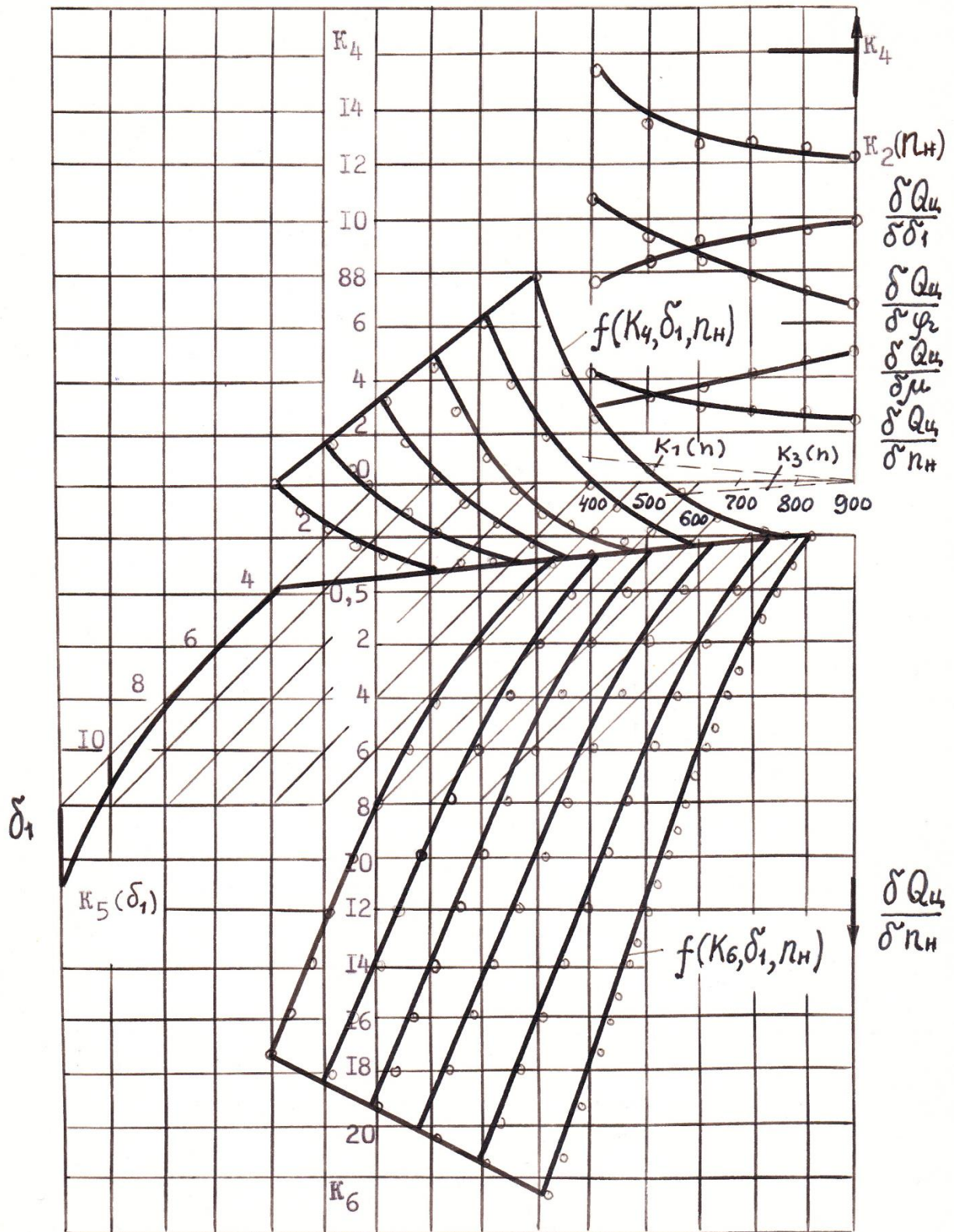


Рисунок 3.20. Зміна циклової подачі  $Q_u$  від параметрів насоса.

Отримані результати дозволяють встановити на який параметр слід впливати, щоб відновити (або наблизити) характеристики паливного насоса до необхідної для подальшої експлуатації.

### 3.1.5 Багатофакторний зв'язок продуктивності форсунки з параметрами паливної системи в малих відхиленнях

Продуктивність форсунки можна представити формулою:

$$Q_{\phi} = \frac{1}{6n_H} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \int_0^{\phi_2} [(\mu f)_P h_{uz} \sqrt{P_P - P_{\psi}}] \cdot d\phi, \quad (3.37)$$

де  $f_p$  - площа прохідного перетину сопла отворів розпилювача, мм<sup>2</sup>;

$\mu_p$  - коефіцієнт витікання палива через сопловий отвір розпилювача;

$(\mu f)_p$  - характеристика розпилювача (ефективний переріз), мм<sup>2</sup>,

$h_{uz}$  - підйом голки розпилювача, мм;

$P_p$  - тиск палива в розпилювачі, МПа;

$P_{\psi}$  - тиск в циліндрі в момент упорскування палива, МПа;

$\rho$  - густина палива, Н / мм<sup>3</sup>.

Або:

$$\frac{dQ_{\phi}}{d\phi} = \frac{1}{6n_H} (\mu f)_P h_{uz} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_P - P_{\psi}}. \quad (3.38)$$

Багатофакторність зв'язків параметрів форсунки представимо у вигляді блок-схеми (рис. 3.21).

Величину циклової подачі форсунки з  $Q_{\phi}$  можемо представити у вигляді функції:

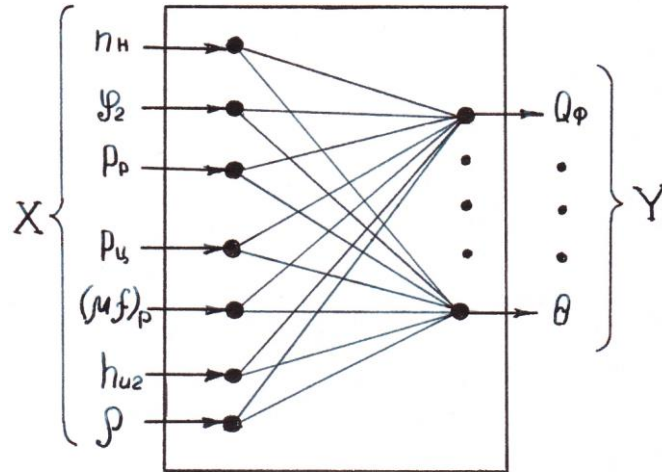


Рисунок 3.21. Блок-схема багатofакторності зв'язків параметрів форсунки

$$Q_\phi = f[n_H, \varphi_2, (\mu f)_p, h_{u2}, P_p, P_u], \quad (3.39)$$

маємо:

$$Y = F(x) = F(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7).$$

тобто:

$$x_1 = n_H, \quad x_2 = \varphi_2, \quad x_3 = P_p, \quad x_4 = P_u, \quad x_5 = (\mu f)_p, \quad x_6 = h_{u2}, \quad x_7 = \rho.$$

Зв'язок між безкінечно малими змінами величини  $n_H, \varphi_2, P_p, P_u, (\mu f)_p$  і  $h_{u2}$  в загальному випадку може бути представлена наступним чином:

$$\frac{d(Q_\phi + \square Q_\phi)}{d(\varphi_2 + \square \varphi_2)} = \frac{1}{6(n_H + \square n_H)} \sqrt{\frac{2}{\rho + \square \rho}} \sqrt{(P_p + \square P_p) - P_u} [(\mu f)_p + \square (\mu f)_p] \cdot (h_{u2} + \square h_{u2}). \quad (3.40)$$

або шляхом диференціювання рівняння (3.37), тобто:

$$dQ_\phi^1 = \frac{\partial Q_\phi^1}{\partial n_H} dn_H + \frac{\partial Q_\phi^1}{\partial (\mu f)_p} d(\mu f)_p + \frac{\partial Q_\phi^1}{\partial h_{u2}} dh_{u2} + \frac{\partial Q_\phi^1}{\partial \rho} d\rho + \frac{\partial Q_\phi^1}{\partial (\square P_p)} d(\square P_p). \quad (3.41)$$

Маємо:

$$dQ_\phi^1 = \frac{h_{u2}}{6n_H} \sqrt{\frac{2 - \square P_p}{\rho}} \cdot d(\mu f)_p - \frac{(\mu f)_p h_{u2}}{6n_H^2} \sqrt{\frac{2 - \square P_p}{\rho}} \cdot dn_H + \frac{(\mu f)_p}{6n_H} \sqrt{\frac{2 - \square P_p}{\rho}} \cdot dh_{u2} - \frac{(\mu f)_p h_{u2}}{12n_H \rho} \sqrt{\frac{2 - \square P_p}{\rho}} \cdot d\rho + \frac{(\mu f)_p h_{u2}}{12n_H} \sqrt{\frac{2}{\rho(\square P_p)}} \cdot d(\square P_p) \quad (3.42)$$

В малих відхиленнях запишеться:

$$\delta Q_\phi^1 = K_8 \delta(\mu f)_p - K_9 \delta n_H + K_{10} \delta h_{uz} - K_{11} \delta \rho + K_{12} \delta(\square P), \quad (3.43)$$

де  $K_8$ - $K_{12}$  – коефіцієнти впливу параметрів  $(\mu f)_p$  і  $h_z$  на циклову подачу  $Q_\phi$  ;

$$K_8 = \frac{h_{uz}}{6n_H} \sqrt{\frac{2}{\rho} \square P_p}; \quad (3.44)$$

$$K_9 = \frac{(\mu f)_p h_{uz}}{6n_H^2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \square P_p}; \quad (3.45)$$

$$K_{10} = \frac{(\mu f)_p h_{uz}}{6n_H^2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \square P_p}; \quad (3.46)$$

$$K_{11} = \frac{(\mu f)_p h_{uz}}{12n_H \rho} \sqrt{\frac{2}{\rho} \square P_p}; \quad (3.47)$$

$$K_{12} = \frac{(\mu f)_p h_{uz}}{12n_H} \sqrt{\frac{2}{\rho(\square P_p)}}. \quad (3.48)$$

При  $\delta Q_\phi^1 = 0$  ( тобто  $Q_\phi = \text{const}$ ) із рівняння (3.43) маємо:

$$\delta(\mu f)_p = \frac{K_9 \delta n_H - K_{10} \delta h_{uz} + K_{11} \delta \rho - K_{12} \delta(\square P_p)}{K_8}; \quad (3.49)$$

$$\delta h_{uz} = \frac{K_9 \delta n_H - K_8 \delta(\mu f)_p + K_{11} \delta \rho - K_{12} \delta(\square P_p)}{K_{10}}; \quad (3.50)$$

$$\delta \rho = \frac{K_8 \delta(\mu f)_p - K_9 \delta n_H + K_{10} \delta h_{uz} + K_{12} \delta(\square P_p)}{K_{11}}; \quad (3.51)$$

$$\delta(\square P_p) = \frac{K_9 \delta n_H - K_8 \delta(\mu f)_p - K_{10} \delta h_{uz} + K_{11} \delta \rho}{K_{12}}. \quad (3.52)$$

В (табл. 3.11) наведенні чисельні значення параметрів форсунки, відповідні номінальному режиму її роботи.

Таблиця 3.11 - Чисельні значення параметрів форсунки, відповідні номінальному режиму її роботи

Дизель	Параметри				
	$n_n, \text{хв}^{-1}$	$(\mu f), \text{мм}^2$	$h_z, \text{мм}$	$\rho, \text{г/см}^3$	$\Delta P, \text{МПа}$
Беларус-1025	900	0.51	0.32-0.42	0.74-0.87	24
Беларус-9214	1100	0.21	0.30-0.32	0.74-0.87	24
Беларус-9201	1050	0.23	0.38-0.28	0.74-0.87	31
Беларус-8921	1050	0.26	0.30-0.23	0.74-0.87	31

На (рис. 3.22) показані характеристики деяких дизелів в залежності від  $\Delta P_p$  і  $n_n$  (рис. 3.23).

Характеристика розпилювача визначається за [25]:

$$(\mu f)_p = \frac{f_n g_n \sqrt{\rho}}{N \sqrt{2P_0}}, \quad (3.53)$$

де  $f_n$  - площа поперечного перерізу плунжера,  $\text{мм}^2$ ;

$N = 1.8 - 2.6$  - величина критерія;

$P_0 = K P_z$  - тиск початку підйому голки форсунки (для дизелів Беларус)

$P_0 = 13 + 0,5 \text{ МПа}$ ;

$K$  - коефіцієнт пропорційності приймається  $\approx N$ .

Швидкість плунжера можна визначити по формулі:

$$g_n = \frac{6n_n h_z}{\varphi_z}. \quad (3.54)$$

Звідси

$$(\mu f)_p = \frac{6f_n n_n h_z \sqrt{\rho}}{N \sqrt{2P_0} \varphi_z}. \quad (3.55)$$

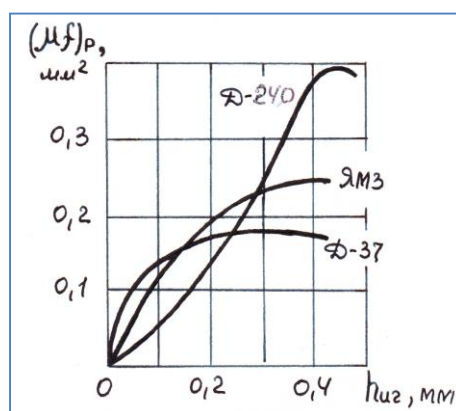


Рисунок 3.22. Характеристики розпилювачів форсунок дизелів тракторів Беларус.

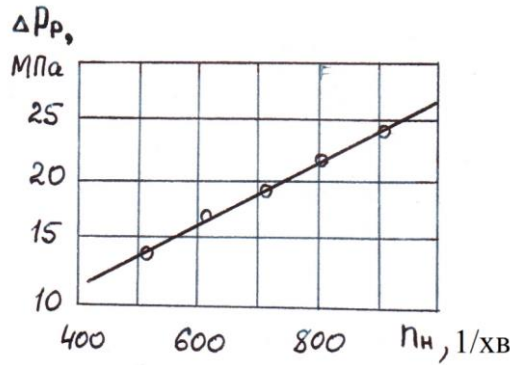


Рисунок 3.23. Залежність перепаду тиску в розпилювачі від  $n_H$ .

Виразимо рівняння (3.55) в малих відхиленнях:

$$\begin{aligned}
 d(\mu f)_p &= \frac{\partial(\mu f)_p}{\partial n_H} dn_H + \frac{\partial(\mu f)_p}{\partial h_2} dh_2 + \frac{\partial(\mu f)_p}{\partial \rho} d\rho + \frac{\partial(\mu f)_p}{\partial P_0} dP_0 + \\
 &+ \frac{\partial(\mu f)_p}{\partial \varphi_2} d\varphi_2 = \frac{6f_n h_2 \sqrt{\rho}}{N \sqrt{2P_0 \varphi_2}} dn_H + \frac{6f_n n_H \sqrt{\rho}}{N \sqrt{2P_0 \varphi_2}} dh_2 + \\
 &+ \frac{6f_n n_H h_2}{2N \sqrt{2P_0 \varphi_2} \sqrt{\rho}} d\rho - \frac{12f_n n_H h_2 \sqrt{\rho} \sqrt{\rho_0}}{N \varphi_2 \sqrt{2P_0}} dP_0 - \frac{6f_n n_H h_2 \sqrt{\rho}}{N \sqrt{2P_0 \varphi_2}} d\varphi_2
 \end{aligned}$$

або 
$$\delta(\mu f)_p = K_{13} \delta n_H + K_{14} \delta h_2 + K_{15} \delta \rho - K_{16} \delta P_0 - K_{17} \delta \varphi_2, \quad (3.56)$$

$$K_{13} = \frac{6f_n h_2 \sqrt{\rho}}{N \sqrt{2P_0 \varphi_2}}; \quad (3.57)$$

$$K_{14} = \frac{6f_n n_H \sqrt{\rho}}{N \sqrt{2P_0 \varphi_2}}; \quad (3.58)$$

$$K_{15} = \frac{6f_n n_H h_2}{2N \sqrt{2P_0 \varphi_2} \sqrt{\rho}}; \quad (3.59)$$

$$K_{16} = \frac{12f_n n_H h_2 \sqrt{\rho} \sqrt{\rho_0}}{N \varphi_2 P_0 \sqrt{2}}; \quad (3.60)$$

$$K_{17} = \frac{6f_n n_H h_2 \sqrt{\rho}}{N \sqrt{2P_0 \varphi_2^2}}. \quad (3.61)$$

При  $(\mu f)_p = 0$  (тобто при  $\mu f = const$ ) із рівняння (3.56) маємо:

$$\delta h_2 = \frac{K_{16} \delta P_0 + K_{17} \delta \varphi_2 - K_{13} \delta n_H - K_{15} \delta \rho}{K_{14}}. \quad (3.62)$$

$$\delta \rho = \frac{k_{16} \delta P_0 + k_{17} \delta \varphi_2 - k_{13} \delta n_H - k_{14} \delta h_2}{k_{15}}; \quad (3.63)$$

$$\delta P_0 = \frac{k_{13}\delta n_H + k_{14}\delta h_2 + k_{15}\delta \rho - k_{17}\delta \varphi_2}{k_{16}}; \quad (3.64)$$

$$\delta \varphi_2 = \frac{k_{13}\delta n_H + k_{14}\delta h_2 + k_{15}\delta \rho - k_{16}\delta P_0}{k_{17}}. \quad (3.65)$$

Використовуючи рівняння (3.43 - 3.52, 3.56 - 3.65), що характеризують багатофакторний зв'язок параметрів форсунки і паливного насоса між собою і з цикловою подачею  $Q_\phi$  (вихідний параметр форсунки), а також графічні залежності (рис. 3.22, 3.23) - визначимо взаємозв'язок параметрів і їх вплив на надійність і довговічність форсунки.

У (табл. 3.12) наведені розрахункові значення коефіцієнтів впливу параметрів форсунки і паливного насоса на циклову подачу  $Q_\phi$ .

Таблиця 3.12 - Розрахункові значення коефіцієнтів впливу

$h_n, k$ $x_B^{-1}$	$k_8$	$k_9$	$k_{10}$	$k_{11}$	$k_{12}$	$k_{13}$	$k_{14}$	$k_{15}$	$k_{16}$	$k_{17}$
900	0,251	$1,42 \cdot 10^{-2}$	0,366	1,60	0,27	0,18	7,298	3,115	0,1	
800	0,27	$1,70 \cdot 10^{-2}$	0,390	1,70	0,32	0,19	7,150	3,052	0,09	1,76
700	0,287	$2,00 \cdot 10^{-2}$	0,418	1,80	0,39	0,21	6,882	2,938	0,09	1,86
600	0,312	$2,70 \cdot 10^{-2}$	0,455	2,00	0,48	0,23	6,292	2,686	0,08	1,81
500	0,345	$3,50 \cdot 10^{-2}$	0,503	2,20	0,63	0,26	6,050	2,583	0,08	2,01
400	0,391	$5,00 \cdot 10^{-2}$	0,570	2,50	0,87	0,31	5,720	2,442	0,07	2,25

Підставляючи значення коефіцієнтів впливу (використовуючи табл. 3.12) в праву частину рівняння (3.44 і 3.56) отримуємо чисельну таблицю коефіцієнтів впливу на циклову подачу і характеристику розпилувача (табл. 3.13).

Таблиця 3.13 - Коефіцієнти впливу на циклову подачу

	$n_n, x_B^{-1}$	$\delta(\mu f)_p$	$\delta n_H$	$\delta h_2$	$\delta \rho$	$\delta (\Delta P_p)$
$\delta Q_\phi$	900	0,251	$1,42 \cdot 10^{-2}$	0,366	1,6	0,27
	800	0,267	$1,70 \cdot 10^{-2}$	0,390	1,7	0,32
	700	0,287	$2,00 \cdot 10^{-2}$	0,418	1,8	0,39
	600	0,312	$2,70 \cdot 10^{-2}$	0,455	2,0	0,48
	500	0,345	$3,50 \cdot 10^{-2}$	0,503	2,2	0,63
	400	0,391	$3,50 \cdot 10^{-2}$	0,503	2,2	0,63

Закінчення таблиці 3.13

	$n_H, \text{XB}^{-1}$	$\delta \varphi_2$	$\delta n_H$	$\delta h_2$	$\delta \rho$	$\delta (\Delta P_p)$
$\delta(\mu f)_p$	900	1,25	0,18	7,298	3,115	0,1
	800	1,755	0,19	7,150	3,052	0,09
	700	1,858	0,21	6,882	2,938	0,09
	600	1,812	0,23	6,292	2,686	0,08
	500	2,010	0,26	6,050	2,583	0,08
	400	2,246	0,21	5,720	2,442	0,07

Підставляючи значення  $\delta(\mu f)_p$  (3.56) в рівняння (3.44) отримаємо:

$$\begin{aligned} \delta Q'_\phi &= k_8 k_{13} \delta n_H - k_8 k_{14} \delta h_2 + k_8 k_{15} \delta \rho - k_8 k_{16} \delta P_0 - \\ &- k_8 k_{17} \delta \varphi_2 - k_9 \delta n_H + k_{10} \delta h_{uz} - k_{11} \delta \rho + k_{12} \delta (\Delta P_p) = \\ &= (k_8 k_{13} - k_9) \delta n_H + k_8 k_{14} \delta h_2 + (k_8 k_{15} - k_{11}) \delta \rho - \\ &- k_8 k_{16} \delta P_0 - k_8 k_{17} \delta \varphi_2 + k_{10} \delta h_{uz} + k_{12} \delta (\Delta P_p) \dots \dots \dots (3.66.) \end{aligned}$$

Чисельна таблиця коефіцієнтів впливу представлена нижче (табл. 3.14). На (рис. 3.24 - 3.27) показаний аналіз впливу основних параметрів форсунки і паливного насоса на циклову подачу форсунки істотний вплив роблять величина активного ходу плунжера  $h_2$ , підняття голки форсунки  $h_{zol}$ , характеристика (технічний стан) розпилювача  $(\mu f_p)$  та інш.

Таблиця 3.14 - Чисельна таблиця коефіцієнтів впливу

$\delta Q_\phi$	$n_H, \text{XB}^{-1}$	$\delta n_H$	$\delta h_2$	$\delta \rho$	$\delta P_0$	$\delta \varphi_2$	$\delta h_{zol}$	$\delta (\Delta P_p)$
	формули	$k_8 k_{13} - k_9$	$k_8 k_{14}$	$k_8 k_{15} - k_{11}$	$k_8 k_{16}$	$k_8 k_{17}$	$k_{10}$	$k_{12}$
	900	0,031	1,832	0,818	0,025	0,408	0,366	0,27
	800	0,034	1,909	0,885	0,026	0,409	0,390	0,32
	700	0,040	1,975	0,957	0,027	0,533	0,418	0,39
	600	0,048	1,963	1,162	0,027	0,565	0,455	0,48
	500	0,055	2,087	1,309	0,029	0,693	0,503	0,63
	400	0,071	2,237	1,545	0,031	0,878	0,770	0,86

Багатофакторний зв'язок параметрів між собою і їх вплив на циклову подачу форсунки зображені у вигляді номограми (рис. 3.27).



Правила користування номограмою. Розглянемо зміни параметрів форсунки і паливного насоса в процесі експлуатації дизеля Д-245.5S3А (трактора Беларус-921.4). Для підвищення навантаження дизеля збільшимо активний хід плунжера, наприклад, з  $h_2 = 1,5$  мм до  $h_2 = 2$  мм (переміщення рейки паливного насоса). Геометрична тривалість подачі палива  $\varphi_2$ , при цьому, збільшується (з  $\varphi_2 = 6,1$  до  $\varphi_2 = 8,8^0$  п.к.в.), збільшуються також - перепад тиску в розпилювачі  $\Delta P_p$  (з  $\Delta P_p = 15$  до  $\Delta P_p = 22,5$  МПа), хід голки форсунки (з  $h_{гол} = 0,29$  до  $0,32$  мм), частота обертання вала насоса (дизеля) з  $n_n = 700$  (1400) до  $n_n = 900$  (1800) хв<sup>-1</sup>, циклова подача палива (сумарна її величина буде складатися з величин  $\frac{Q'_\phi}{\delta h_2}$ ,

$\frac{Q'_\phi}{\delta \varphi_2}$  та ін.). Наприклад, зміна величини  $\varphi_2$  в бік збільшення (в даному прикладі) підвищує циклову подачу палива на величину, рівну  $\Delta Q_\phi = 0,38$  мм<sup>3</sup>/цикл, а зміна величини  $h_2$  призводить до підвищення циклової подачі на величину, рівну  $\Delta Q_\phi = 1,8$  мм<sup>3</sup>/цикл.

Дана номограма дозволяє визначати багатofакторний зв'язок параметрів і в тому випадку, якщо який-небудь параметр змінився без нашого втручання, тобто в процесі зносу, та інші причини, що мають місце в процесі експлуатації дизелів.

Визначення багатofакторності зв'язків параметрів паливної апаратури і дизеля, і їх вплив на протікання робочих процесів і на зміну вихідних параметрів дизеля, дозволить більш успішно вирішувати завдання по підвищенню надійності і довговічності автотракторних дизелів в процесі експлуатації.

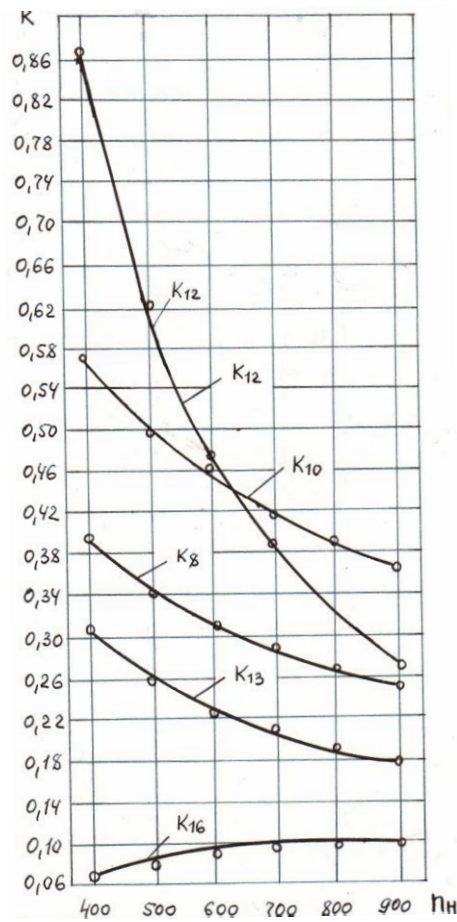


Рисунок 3.24. Залежність коефіцієнтів впливу від частоти обертання валу.

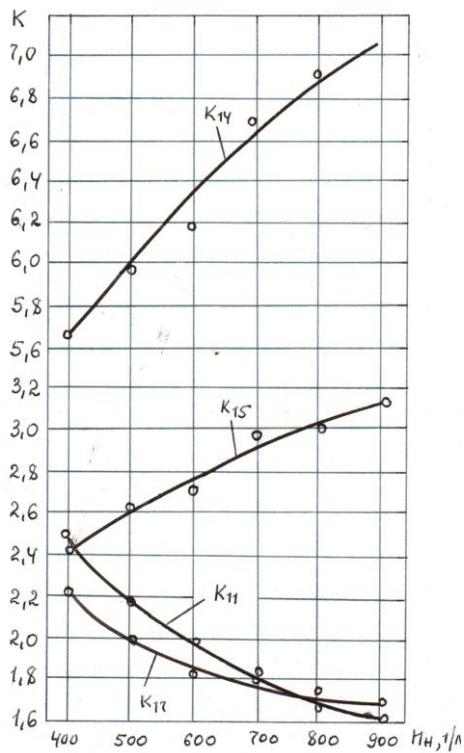


Рисунок 3.25. Залежність коефіцієнтів впливу від частоти обертання валу.

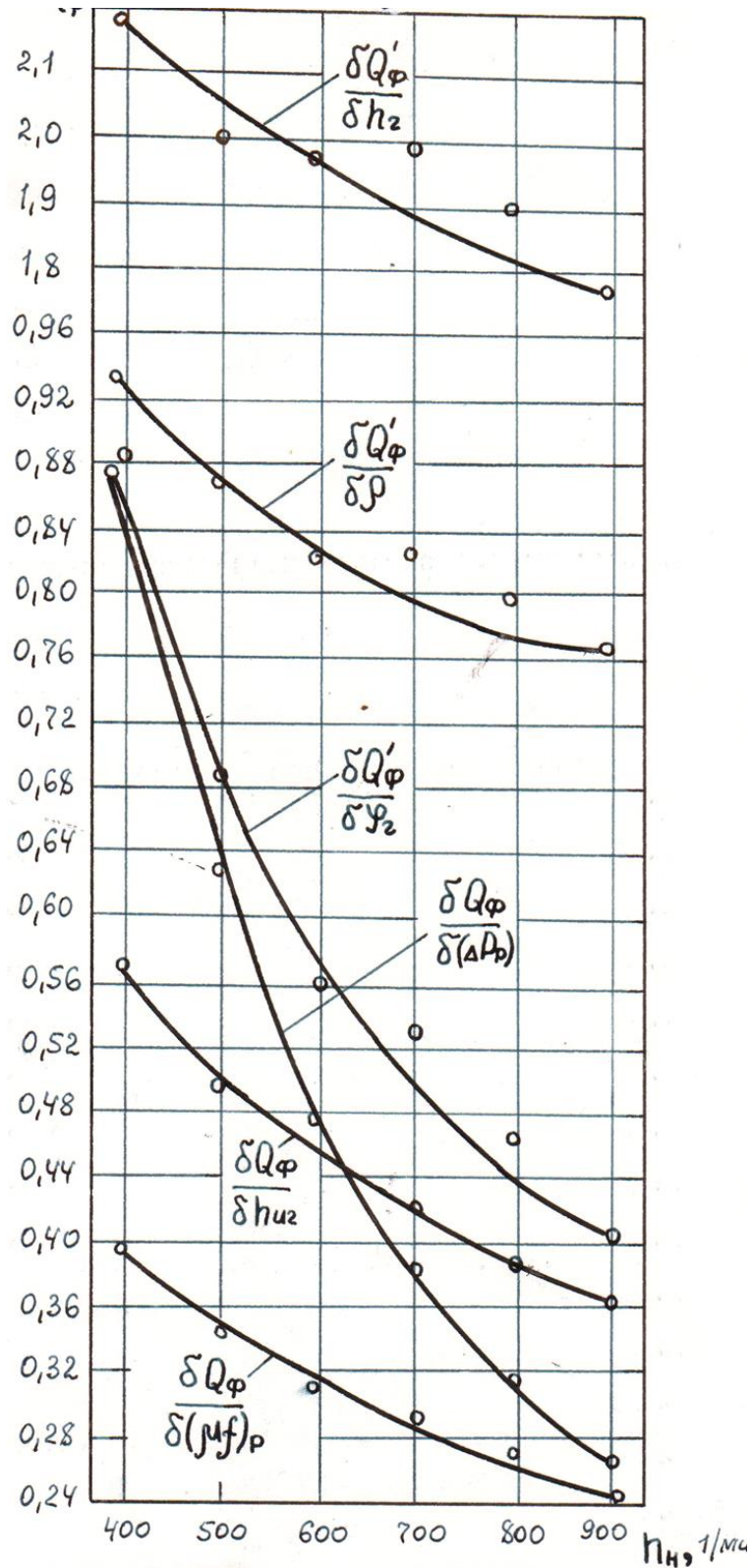


Рисунок 3.26. Залежність чисельних змін циклової подачі  $Q'_\phi$  від малих відхилень параметрів паливного насоса і форсунки.

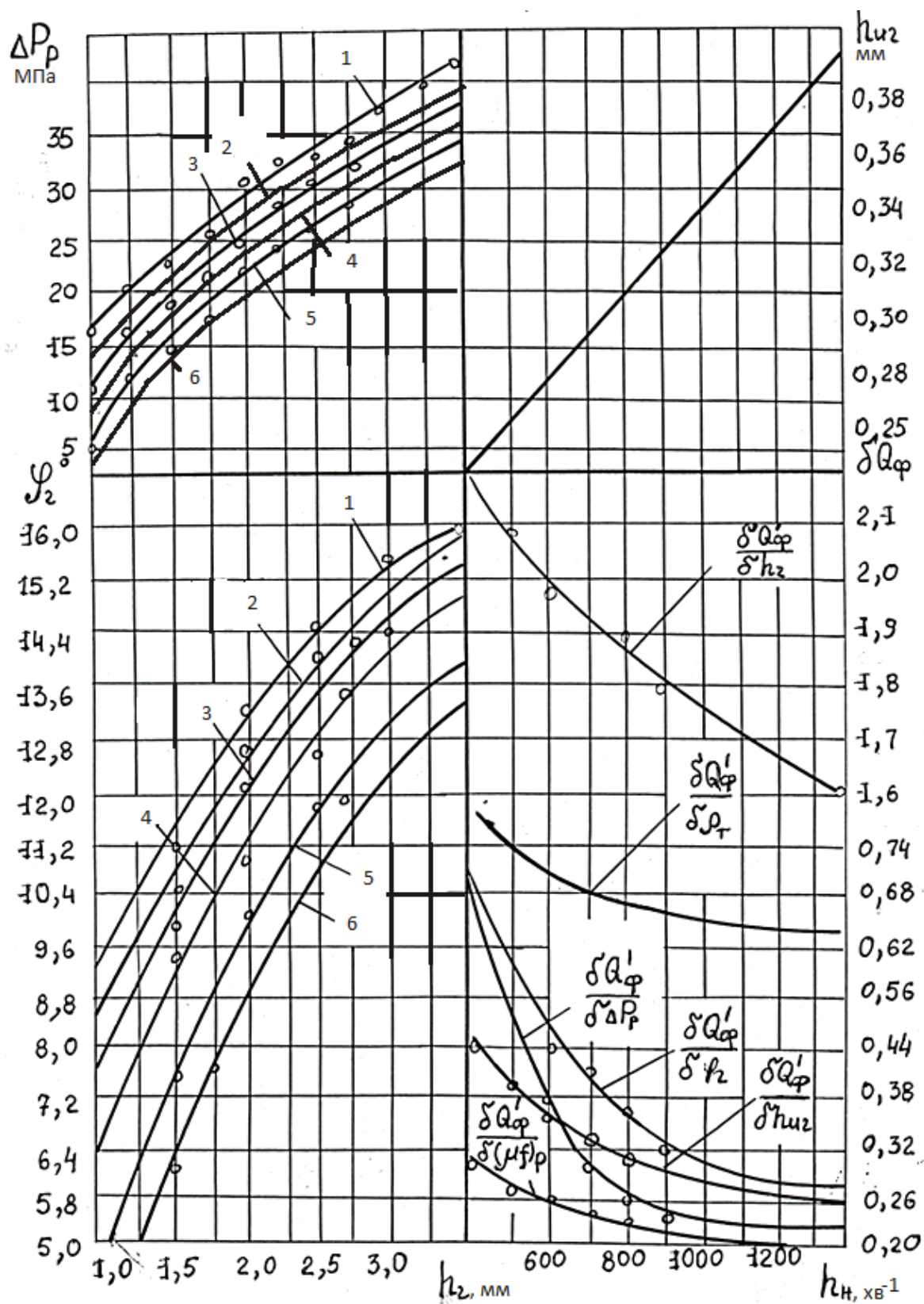


Рисунок 3.27. Номограма багатofакторності зв'язків параметрів форсунки і паливного насоса.

- |   |  |
|---|--|
| 1. Беларусь – 2022.3 ( $N_e = 156\text{кВт}$ ); | 2. Беларусь – 1523 ( $N_e = 116\text{кВт}$ );  |
| 3. Беларусь – 1221.2 ( $N_e = 98\text{кВт}$ );  | 4. Беларусь – 1025.2 ( $N_e = 77\text{кВт}$ ); |
| 5. Беларусь – 892 ( $N_e = 65\text{кВт}$ );     | 6. Беларусь – 920 ( $N_e = 156\text{кВт}$ );   |





1. Беларусь – 2022.3



2. Беларусь – 152



1. Беларусь – 1221.2



4. Беларусь – 1025.2



5. Беларусь – 892



6. Беларусь – 920

Рисунок 3.27 (а) Типаж тракторів

### 3.2. Багатофакторний зв'язок вихідних характеристик дизеля з параметрами паливної апаратури в малих відхиленнях

Визначивши взаємний вплив параметрів паливного насоса і форсунки на циклову подачу палива, можна переходити до дослідження багатофакторності зв'язків параметрів насоса, форсунки та дизеля.

Багатофакторність зв'язків параметрів насоса, форсунки і дизеля представимо у вигляді блок-схеми (рис. 3.28):

$$X = \{x_1, x_2, \dots, x_i\} = \{(\mu f)_p, h_{u2}, \Delta P_p, P_0, \rho, \mu, h_2, \varphi_2, \delta_1\},$$
$$x_1 = (\mu f)_p, x_2 = h_{u2}, x_3 = \Delta P_p, x_4 = P_0, x_5 = \rho, x_6 = \mu, x_7 = h_2, x_8 = \varphi_2, x_9 = \delta_1;$$
$$Y = \{y_1, y_2, \dots, y_j\} = \{N_e, g_e, M_e, G_T, \eta_e\},$$
$$y_1 = N_e, y_2 = g_e, y_3 = M_e, y_4 = G_T, y_5 = \eta_e.$$

Потужність і економічність дизеля залежать від величини подачі палива. Однак, при рівній кількості палива, поданого у циліндр дизеля з різною інтенсивністю, утворюється різна кількість енергії, і в цьому істотну роль грає тривалість подавання палива  $\varphi_2$ , яка підбирається таким чином, щоб забезпечити найвигідніші показники і оптимальну довговічність дизеля. Зазвичай ці показники залежать від швидкості і характеру плунжера, конструкції нагнітального клапана, довжини і об'єму трубопроводів, складу форсунок, тобто від параметрів паливного насоса і форсунки.

Кількість палива, яке необхідно подати в циліндр за один цикл, визначається в залежності від потужності дизеля за формулою:

$$Q_{\text{ц}} = \frac{g_e N_e k}{60 m_e i \rho}, \quad (3.67)$$

де  $g_e$  - ефективна питома витрата палива при номінальній потужності дизеля, г/кВт год;

$N_e$  - номінальна потужність дизеля, кВт;

$k$  - коефіцієнт перевантаження дизеля, ( $k = 1,5 - 2,1$ );

$m$  - коефіцієнт тактності дизеля (для 4-ри тактного  $m = 0,5$ );

$n_e$  - частота обертання колінчастого валу в хвилину при номінальній потужності,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$i$  - число циліндрів.

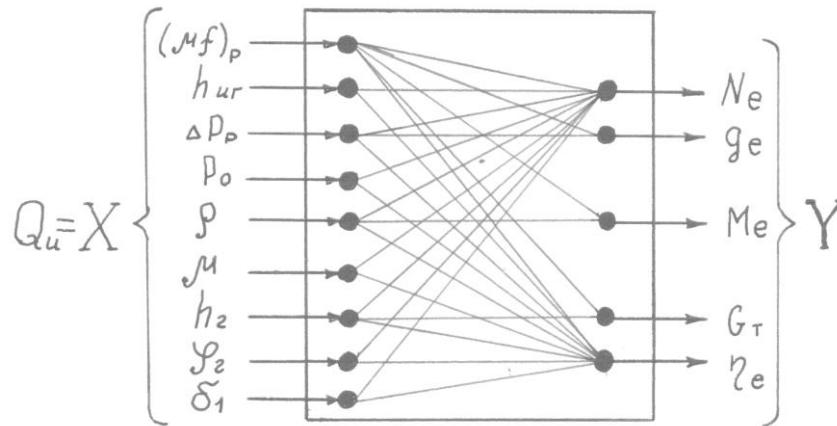


Рисунок 3.28. Блок-схема багатofакторності зв'язку параметрів насоса, форсунки та двигуна.

Враховуючи, що  $n_e = 2n_H$ , з рівняння (3.67) маємо:

$$N_e = \frac{60Q_{\text{ц}}in_H\rho}{g_e k}. \quad (3.68)$$

Визначаємо повний диференціал для:

$$dN_e = \frac{\partial N_e}{\partial Q_{\text{ц}}} dQ_{\text{ц}} + \frac{\partial N_e}{\partial n_H} dn_H + \frac{\partial N_e}{\partial \rho} d\rho + \frac{\partial N_e}{\partial g_e} dg_e.$$

Маємо:

$$dN_e = \frac{60in_H\rho}{g_e k} dQ_{\text{ц}} + \frac{60iQ_{\text{ц}}\rho}{g_e k} dn_H + \frac{60iQ_{\text{ц}}n_H}{g_e k} d\rho - \frac{60iQ_{\text{ц}}n_H\rho}{g_e^2 k} dg_e.$$

У малих відхиленнях запишеться:

$$\delta N_e = k_{18} \delta Q_{\text{ц}} + k_{19} \delta n_H + k_{20} \delta \rho - k_{21} \delta g_e, \quad (3.69)$$

де:

$$k_{18} = \frac{60in_H\rho}{g_e k}; \quad (3.70)$$

$$k_{19} = \frac{60iQ_{ц}\rho}{g_e k}; \quad (3.71)$$

$$k_{20} = \frac{60iQ_{ц}n_H}{g_e k}; \quad (3.72)$$

$$k_{21} = \frac{60iQ_{ц}n_H\rho}{g_e^2 k}; \quad (3.73)$$

Годинна витрата палива визначається за формулою:

$$G_T = \frac{Q_{ц}in_H}{30\tau}, \quad (3.74)$$

де:  $\tau$  - тактність дизеля.

Повний диференціал дорівнює:

$$dG_T = \frac{\partial G_T}{\partial Q_{ц}} dQ_{ц} + \frac{\partial G_T}{\partial n_H} dn_H.$$

Маємо:

$$dG_T = \frac{in_H}{30\tau} dQ_{ц} + \frac{Q_{ц}i}{30\tau} dn_H$$

В малих відхиленнях запишеться:

$$\delta G_T = k_{22}\delta Q_{ц} + k_{23}\delta n_H, \quad (3.75)$$

де:

$$k_{22} = \frac{in_H}{30\tau}; \quad (3.76)$$

$$k_{23} = \frac{Q_{ц}i}{30\tau}. \quad (3.77)$$

Питома витрата палива визначається за формулою:

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} \quad (3.78)$$



Повний диференціал дорівнює:

$$dg_e = \frac{\partial g_e}{\partial G_T} dG_T + \frac{\partial g_e}{\partial N_e} dN_e.$$

Маємо:

$$dg_e = \frac{1}{N_e} dG_T - \frac{G_T}{N_e^2} dN_e.$$

В малих відхиленнях запишемо:

$$\delta g_e = k_{24} \delta G_T - k_{25} \delta N_e, \quad (3.79)$$

де:

$$k_{24} = \frac{1}{N_e}; \quad (3.80.)$$

$$k_{25} = \frac{G_T}{N_e^2}. \quad (3.81)$$

Ефективний коефіцієнт корисної дії можна визначити за формулою:

$$\eta_e = \frac{632,3}{g_e H_u}, \quad (3.82)$$

де:  $H_u$  - нижча теплотворна здатність палива.

Повний диференціал:

$$d\eta_e = \frac{\partial \eta_e}{\partial g_e} dg_e = \frac{632,3}{g_e^2 H_u} dg_e$$

В малих відхиленнях запишеться:

$$\delta \eta_e = k_{26} \delta g_e, \quad (3.83)$$

де:

$$k_{26} = \frac{632,3}{g_e^2 H_u}.$$

Крутний момент при номінальній частоті обертання колінчастого вала дизеля визначається за формулою:

$$M_e = 716,2(N_e / n_e). \quad (3.84)$$

Повний диференціал рівний:

$$dM_e = \frac{\partial M_e}{\partial N_e} dN_e + \frac{\partial M_e}{\partial n_e} dn_e.$$

маємо:

$$dM_e = \frac{716,2}{2n_H} dN_e - \frac{716,2N_e}{4n_H^2} dn_H.$$

В малих відхиленнях запишеться:

$$\delta M_e = k_{27} \delta N_e - k_{28} \delta n_H, \quad (3.85)$$

де:

$$k_{27} = \frac{716,2}{2n_H}; \quad (3.86)$$

$$k_{28} = \frac{716,2N_e}{4n_e^2}. \quad (3.87)$$

Маємо систему рівнянь, яка дозволяє вирішувати практичні завдання.

$$1). \delta Q_{Ц} = k_1 \delta V_n + k_2 \delta \varphi_z - k_3 \delta n_H - k_4 \delta h_{отс} - k_5 \delta \delta_1 - k_6 \delta (\Delta P) + k_7 \delta \mu;$$

$$2). \delta Q'_{\phi} = k_8 \delta (\mu f)_p - k_9 \delta n_H + k_{10} \delta h_{ue} - k_{11} \delta \rho + k_{12} \delta (\Delta P_p);$$

$$3). \delta (\mu f)_p = k_{13} \delta n_H + k_{14} \delta h_z + k_{15} \delta \rho - k_{16} \delta P_0 - k_{17} \delta \varphi_z;$$

$$4). \delta Q'_{\phi} = (k_8 k_{13} - k_9) \delta n_H + k_8 k_{14} \delta h_z + (k_8 k_{15} - k_{11}) \delta \rho - k_8 k_{16} \delta P_0 - k_8 k_{17} \delta \varphi_z + k_{10} \delta h_{ue} + k_{12} \delta (\Delta P_p);$$

$$5). \delta N_e = k_{18} \delta Q_{Ц} + k_{19} \delta n_H + k_{20} \delta \rho - k_{21} \delta g_e;$$

$$6). \delta G_T = k_{22} \delta Q_{Ц} + k_{23} \delta n_H;$$

$$7). \delta g_e = k_{24} \delta G_T - k_{25} \delta N_e;$$

$$8). \delta \eta_e = k_{26} \delta g_e;$$

$$9). \delta M_e = k_{27} \delta N_e - k_{28} \delta n_H.$$

Найбільший практичний інтерес представляє наступна задача.

При зміні якого-небудь з коефіцієнтів, що оцінюють втрати продуктивності паливного насоса, коригуванням величини активного ходу плунжера  $h_2$  і тиску початку уприскування  $P_0$  зберегти величину циклової подачі палива  $Q_u$  ( $Q_\phi$ ) потужності дизеля  $N_e$ .

Користуючись тим, що метод малих відхилень дозволяє представити зміну даних дизеля як лінійну функцію змін параметрів його елементів, можна просто вирішувати завдання про взаємну компенсацію цих параметрів.

Слід зазначити, що компенсацію змін питомої витрати палива, пов'язаних із збільшенням втрат в елементах дизеля, зазвичай буває визначити важко, а більшості практично неможливо.

Згідно з умовою задачі маємо  $\delta Q_u = 0$ ,  $\delta Q_\phi = 0$  і, крім того, будемо вважати  $n_H = const$ .

Отримаємо наступну систему рівнянь:

$$1) \quad 0 = k_2 \delta \varphi_2 - k_4 \delta h_{отс} - k_5 \delta \delta_1 - k_6 \delta(\Delta P) + k_7 \delta \mu;$$

$$2) \quad 0 = k_8 \delta(\mu f)_p + k_{10} \delta h_{ue} - k_{11} \delta \rho + k_{12} \delta(\Delta P_p);$$

$$3) \quad \delta(\mu f)_p = k_{14} \delta h_2 + k_{15} \delta \rho - k_{16} \delta P_0 - k_{17} \delta \varphi_2;$$

$$4) \quad 0 = k_8 k_{14} \delta h_2 + (k_8 k_{15} - k_{11}) \delta \rho - k_8 k_{16} \delta P_0 - k_8 k_{17} \delta \varphi_2 + k_{10} \delta h_{ue} + k_{12} \delta(\Delta P_p);$$

$$5) \quad 0 = k_{20} \delta \rho - k_{21} \delta g_e;$$

$$6) \quad \delta G_T = 0$$

$$7) \quad \delta g_e = k_{24} \delta G_T;$$

$$8) \quad \delta \eta_e = k_{26} \delta g_e;$$

$$9) \quad \delta M_e = 0.$$

З іншого рівняння визначаємо  $\delta(\mu f)_p$  і прирівнюємо праві частини отриманого рівняння і третього рівняння - визначаємо величину  $\delta h_2$  та  $\delta P_0$ .

$$\delta(\mu f)_p = \frac{k_{11}\delta\rho - k_{10}\delta h_{uz} - k_{12}\delta(\Delta P_p)}{k_8};$$

$$\frac{k_{11}\delta\rho - k_{10}\delta h_{uz} - k_{12}\delta(\Delta P_p)}{k_8} = k_{14}\delta h_2 + k_{15}\delta\rho - k_{16}\delta P_0 - k_{17}\delta\varphi_2;$$

$$\delta h_2 = \frac{(k_{11} - k_8 k_{15})\delta\rho - k_{10}\delta h_{uz} - k_{12}\delta(\Delta P_p) + k_8 k_{16}\delta P_0 + k_8 k_{17}\delta\varphi_2}{k_8 k_{14}}; \quad (3.88)$$

$$\delta P_0 = \frac{k_8 k_{11}\delta h_2 + (k_8 k_{15} - k_{11})\delta\rho - k_8 k_{11}\delta\varphi_2 + k_{10}h_{uz} + k_{12}\delta(\Delta P_p)}{k_8 k_{16}} \quad (3.89)$$

З першого рівняння знаходимо  $\delta\varphi_2$ , а з п'ятого величину  $\delta\rho$  та підставляєм в рівняння (3.88) – (3.89), отримуємо:

$$\delta\varphi_2 = \frac{1}{k_2} (k_5\delta\delta_1 + k_6\delta(\Delta P) - k_7\delta\mu);$$

$$\delta h_2 = \frac{1}{k_8 k_{14}} \left[ \frac{(k_{11} - k_8 k_{15})k_{21}}{k_{20}} \delta g_e - k_{10}\delta h_{uz} - k_{12}\delta(\Delta P_p) + k_8 k_{16}\delta P_0 + \right. \\ \left. + \frac{k_8 k_{17}}{k_2} (k_5\delta\delta_1 + k_6\delta(\Delta P) - k_7\delta\mu) \right] \quad (3.90)$$

$$\delta P_0 = \frac{1}{k_8 k_{16}} \left[ k_8 k_{14}\delta h_2 - \frac{(k_{11} - k_8 k_{15})k_{21}}{k_{20}} \delta g_e + k_{10}\delta h_{uz} + \right. \\ \left. + k_{12}\delta(\Delta P) - \frac{k_8 k_{17}}{k_2} (k_5\delta\delta_1 + k_6\delta(\Delta P) - k_7\delta\mu) \right] \quad (3.91)$$

За допомогою даних рівнянь легко визначити вплив основних параметрів паливної апаратури і форсунки на питому витрату палива.

$$\delta g_e = \frac{k_{20}}{(k_{11} - k_8 k_{15}) k_{21}} [k_8 k_{14} \delta h_z + k_{10} \delta h_{uz} + k_{12} \delta(\Delta P_p) - k_8 k_{16} \delta P_0 - \frac{k_8 k_{17}}{k_2} (k_5 \delta \delta_1 + k_6 \delta(\Delta P) - k_7 \delta \mu)] \quad (3.92)$$

У (табл. 3.15 - 3.16) наведено результати чисельних значень коефіцієнтів впливу, а на (рис. 3.30 - 3.34) показаний аналіз впливу основних параметрів паливного насоса і форсунки на вихідні показники дизеля. Експериментальні дані використовувалися з зовнішньої швидкісної характеристики (рис. 3.29).

Використовуючи (табл. 3.15, 3.16) та (рис. 3.30 - 3.34), математичні залежності потужності дизеля  $N_e$  і питомої витрати палива  $g_e$  від параметрів паливної апаратури представимо в їх геометричній інтерпретації (рис. 3.35 і 3.36).

Таблица 3.15 - Результаты чисельных значений коэффициентов влияния

$k$ $n_H$	$k_{18}$	$k_{19}$	$k_{20}$	$k_{21}$	$k_{22}$	$k_{23}$	$k_{24}$	$k_{25}$	$k_{26}$	$k_{27}$	$k_{28}$
900	0,492	0,039	0,044	0,18	3,0	3,4	0,018	3,537	1,663	0,398	0,012
800	0,450	0,036	0,036	0,15	2,7	2,2	0,019	3,587	1,737	0,448	0,015
700	0,380	0,029	0,026	0,11	2,4	1,8	0,021	3,937	1,644	0,512	0,018
600	0,310	0,024	0,018	0,07	2,0	1,5	0,023	4,734	1,499	0,597	0,022
500	0,256	0,019	0,012	0,05	1,7	1,3	0,026	5,886	1,461	0,716	0,027
400	0,200	0,014	0,007	0,03	1,4	0,9	0,030	6,700	1,400	0,895	0,032

Таблиця 3.16 - Результати чисельних значень коефіцієнтів впливу

	$n_H$	$\delta Q_u$	$\delta n_H$	$\delta h_z$	$\delta(\mu f)_p$	$\Delta h_{u2}$	$\delta \varphi_z$	$\delta P_0$	$\delta \rho$	$\delta(\Delta P_p)$	$\delta \delta_1$	$\delta \mu$
$\delta N_e$	900	0,49	0,043	0,029	0,13	0,18	0,42	0,200	0,013	0,013	0,6	0,12
	800	0,45	0,041	0,027	0,12	0,17	0,40	0,211	0,012	0,014	0,5	0,10
	700	0,38	0,035	0,024	0,11	0,16	0,24	0,203	0,010	0,015	0,4	0,08
	600	0,31	0,031	0,019	0,10	0,14	0,27	0,175	0,008	0,015	0,3	0,06
	500	0,26	0,028	0,017	0,09	0,13	0,23	0,176	0,007	0,016	0,2	0,04
	400	0,20	0,026	0,014	0,08	0,12	0,19	1,176	0,006	0,018	0,2	0,03
$\delta M_e$	900	0,19	0,005	0,011	0,05	0,07	0,17	0,080	0,005	0,006	0,6	0,05
	800	0,20	0,003	0,012	0,06	0,08	0,18	0,091	0,005	0,005	0,5	0,05
	700	0,19	0,001	0,012	0,06	0,08	0,17	0,104	0,005	0,008	0,4	0,04
	600	0,18	0,004	0,011	0,06	0,09	0,16	0,105	0,005	0,009	0,3	0,03
	500	0,18	0,007	0,012	0,06	0,09	0,16	0,137	0,005	0,012	0,2	0,03
	400	0,17	0,009	0,013	0,07	0,10	0,17	0,157	0,006	0,016	0,1	0,02
$\delta G_T$	900	3,00	12,6	0,174	0,42	1,10	2,30	1,2	0,08	0,08	3,53	0,7
	800	2,37	13,1	0,161	0,42	1,04	2,13	1,3	0,07	0,08	2,90	0,6
	700	2,34	13,1	0,146	0,42	0,98	1,93	1,3	0,06	0,09	2,36	0,5
	600	2,00	12,9	0,124	0,44	0,90	1,64	1,1	0,05	0,09	1,85	0,4
	500	1,67	13,6	0,110	0,50	0,84	1,45	1,2	0,05	0,10	1,40	0,3
	400	1,34	15,4	0,090	0,51	0,76	1,25	1,2	0,04	0,12	1,00	0,2
$\delta g_e$	900	0,054	0,07	0,098	0,75	0,02	1,45	0,7	0,04	0,05	1,97	0,4
	800	0,051	0,10	0,094	0,71	0,02	1,38	0,7	0,04	0,05	1,71	0,4
	700	0,049	0,14	0,090	0,67	0,02	1,29	0,8	0,04	0,06	1,46	0,3
	600	0,046	0,15	0,088	0,63	0,02	1,25	0,8	0,04	0,07	1,32	0,3
	500	0,043	0,19	0,096	0,58	0,02	1,34	1,0	0,04	0,09	1,23	0,2
	400	0,040	0,29	0,092	0,53	0,02	1,38	1,0	0,04	0,11	0,98	0,2
$\Delta \eta_e$	900	0,090	0,22	0,096	0,71	0,03	2,41	1,2	0,04	0,08	3,30	0,7
	800	0,088	0,29	0,092	0,73	0,04	2,39	1,3	0,07	0,09	2,97	0,6
	700	0,081	0,32	0,089	0,68	0,04	2,13	1,3	0,07	0,09	2,40	0,5
	600	0,069	0,30	0,087	0,66	0,03	1,87	1,2	0,06	0,10	1,97	0,4
	500	0,063	0,36	0,095	0,74	0,03	1,96	1,5	0,06	0,14	1,80	0,4
	400	0,056	0,47	0,091	0,71	0,03	1,93	1,6	0,05	0,16	1,38	0,3

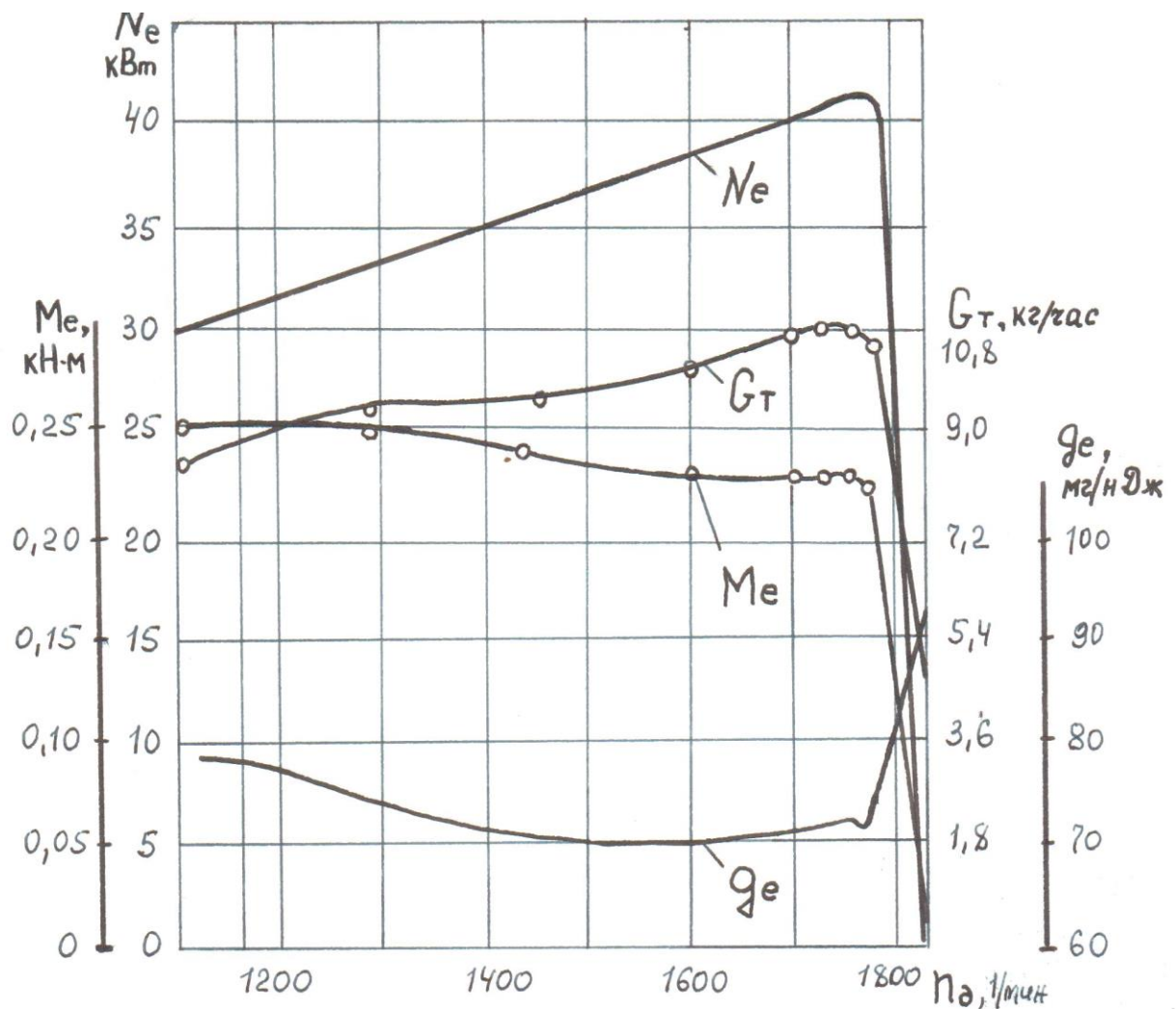


Рисунок 3.29. Зовнішня швидкісна характеристика дизеля 4Ч 11/12,5.

При побудові графіків (рис. 3.30. - 3.35) використовувався метод, наведений у [36-40]. Точки в площині трикутника позначаються кількісні значення параметрів паливної апаратури. Вершини трикутника, позначені найменуваннями параметрів, відповідають максимальним величинам параметрів, які вони можуть досягати в про цесі експлуатації дизеля. У міру віддалення від вершини величина кожного параметра зменшується і досягає мінімуму на стороні трикутника, протилежній розглянутій вершині. Таким чином, точки на сторонах трикутників, так само як і на лініях, паралельних їм, позначає малі відхилення потужності, або питомої витрати палива, в залежності від зміни двох параметрів паливної апаратури, що стоять по кінцях сторін, при постійній величині третього параметра. Наприклад, на

стороні  $Q_{ц} - \varphi_2$  тобто (рис. 3.35) змінюються величини, циклової подачі палива  $Q_{ц}$  і тривалість подачі палива  $\varphi_2$ , в той же час як величина кута випередження упорскування  $\theta$  залишається незмінною.

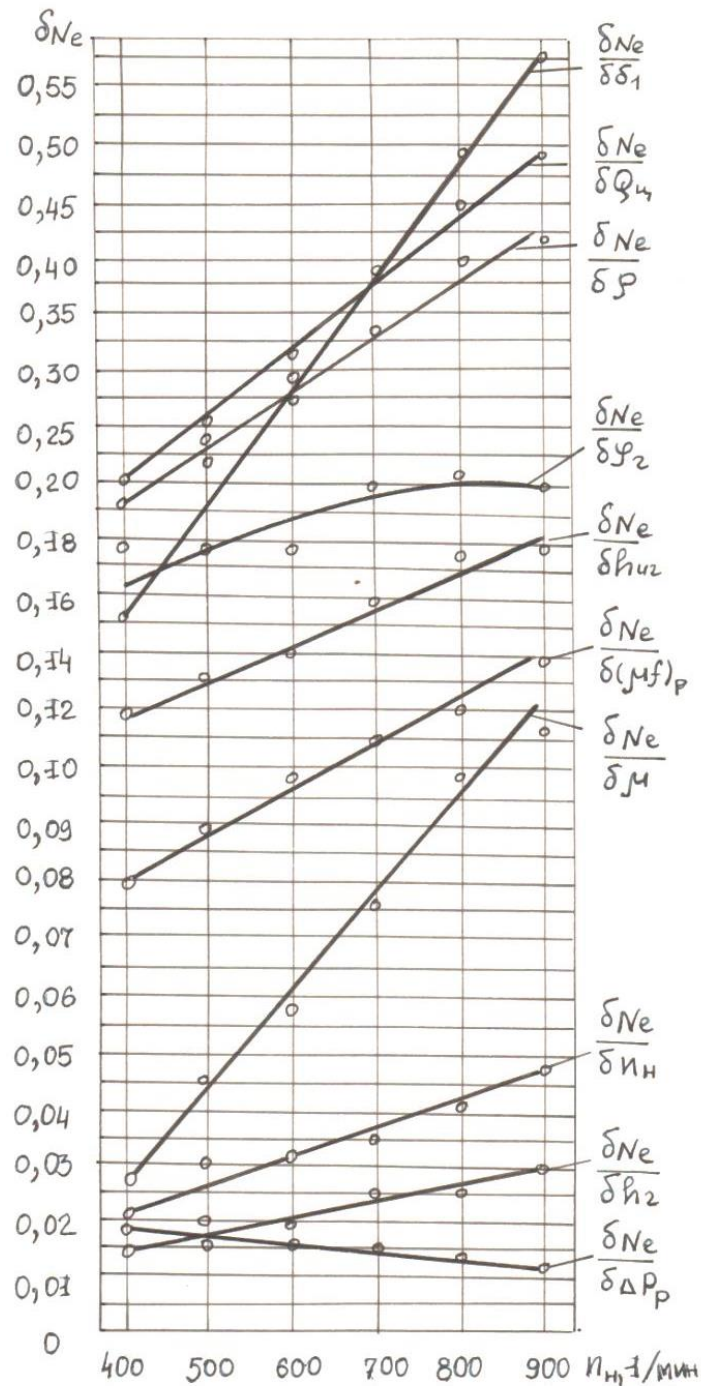


Рисунок 3.30. Залежність відносних змін ефективної потужності  $\delta N_e$  від малих відхилень параметрів насоса і форсунки.



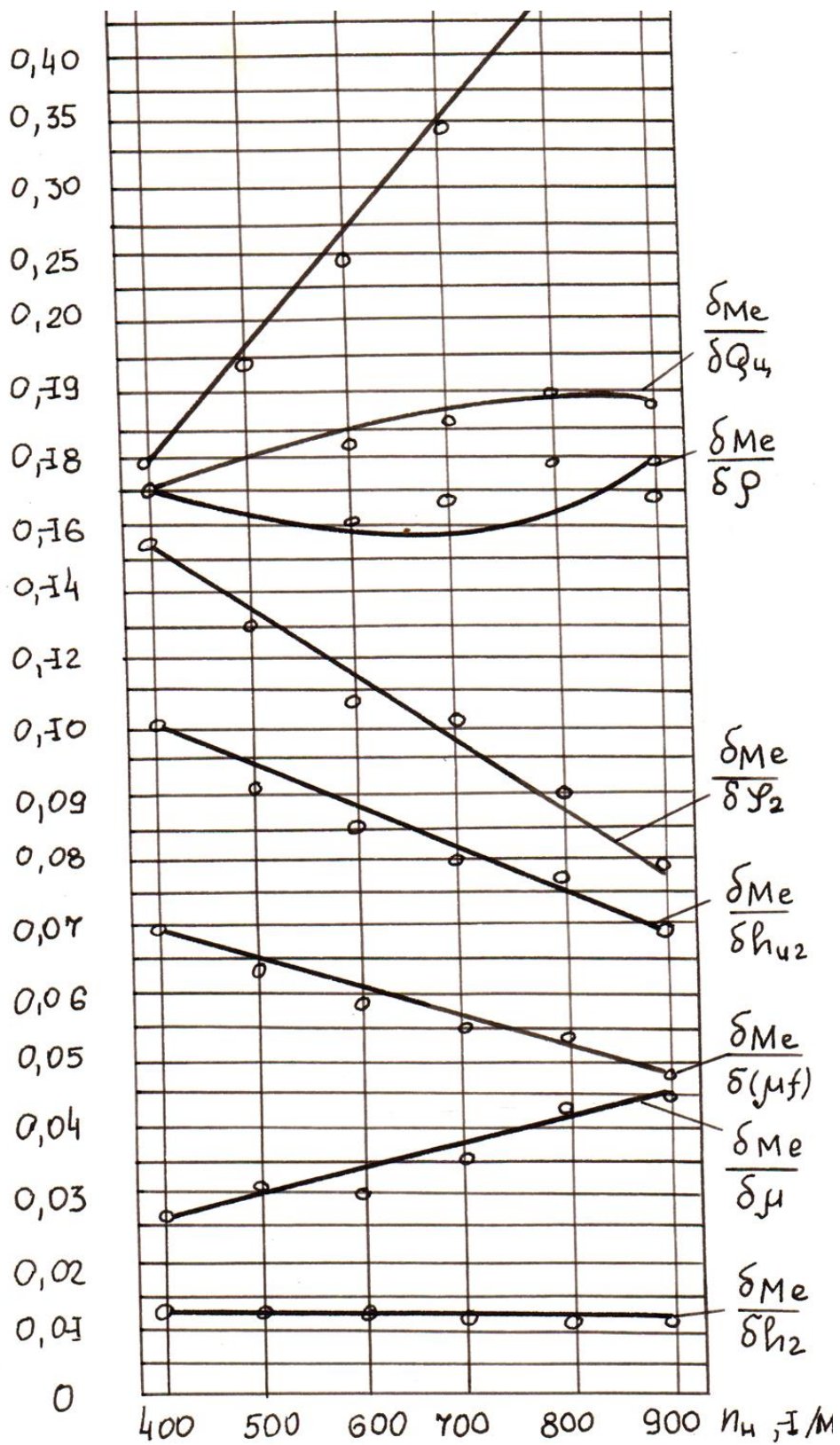


Рисунок 3.31. Залежність відносних змін ефективного крутного моменту  $\delta M_e$  від малих відхилень параметрів паливного насоса і форсунки.

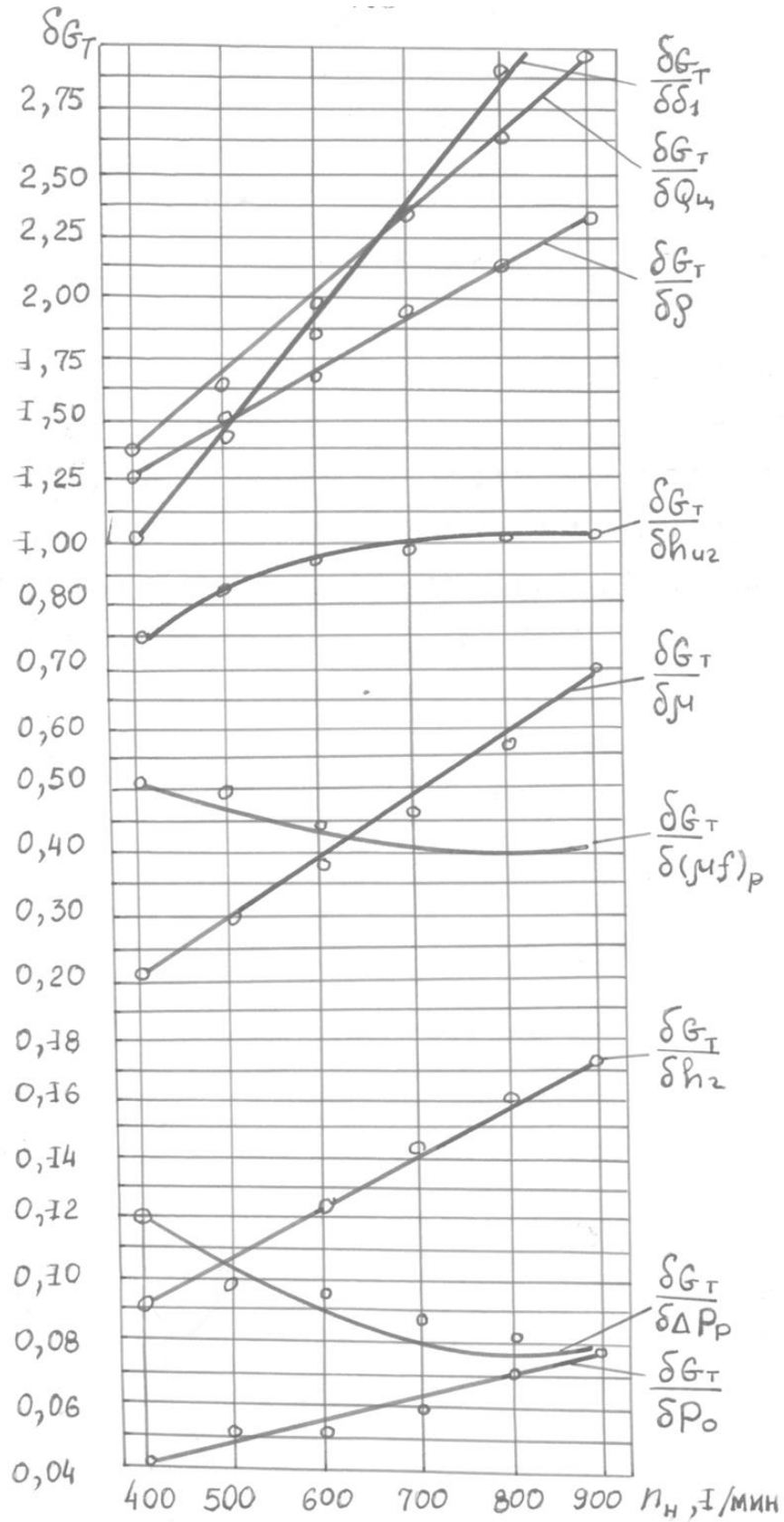


Рисунок 3.32. Залежність відносних змін годинної витрати палива  $\delta G_T$  від малих відхилень параметрів паливного насоса і форсунки.

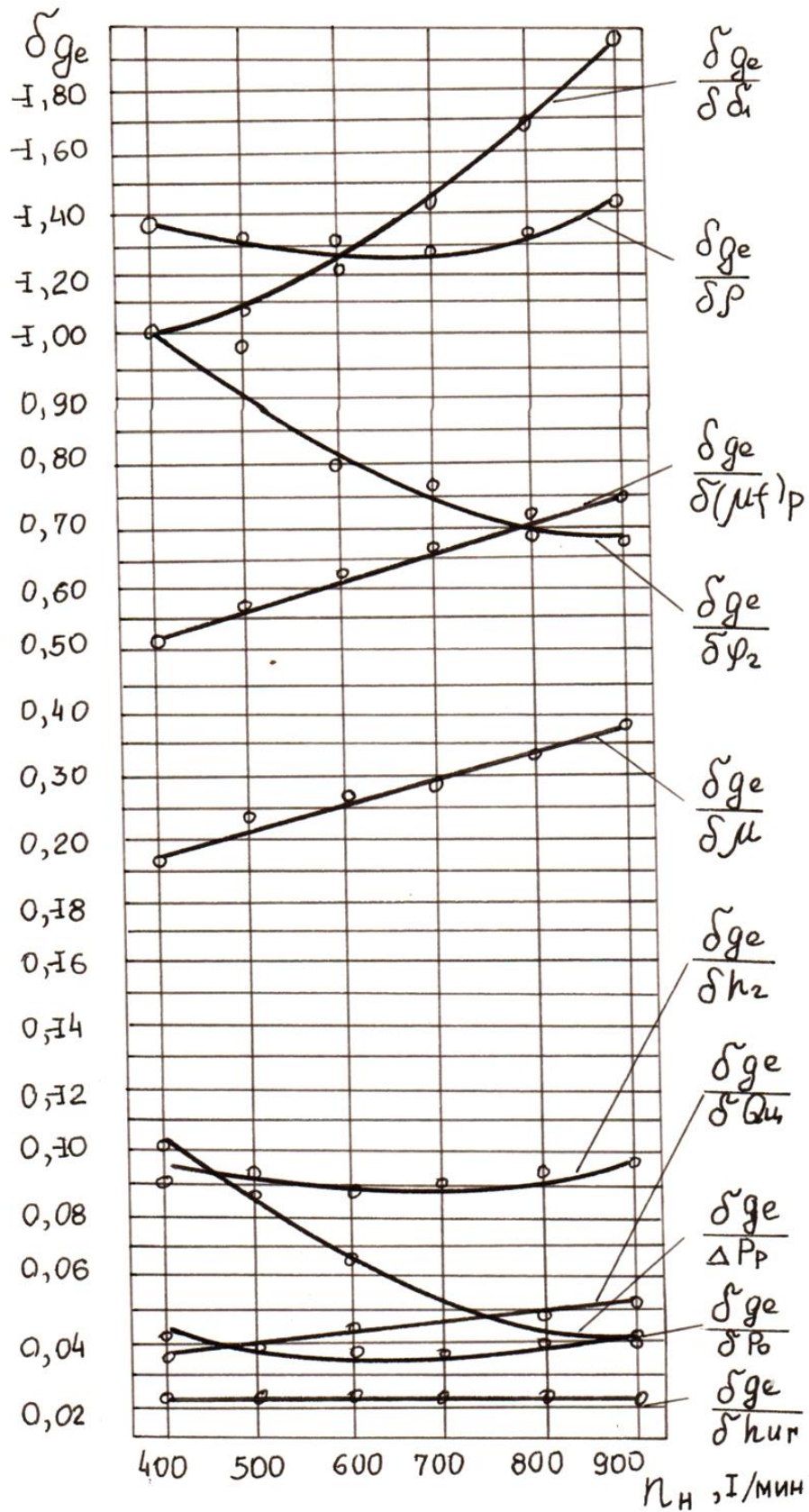


Рисунок 3.33. Залежність відносних змін питомої витрати палива  $\delta g_e$  від малих відхилень параметрів паливного насоса і форсунки.

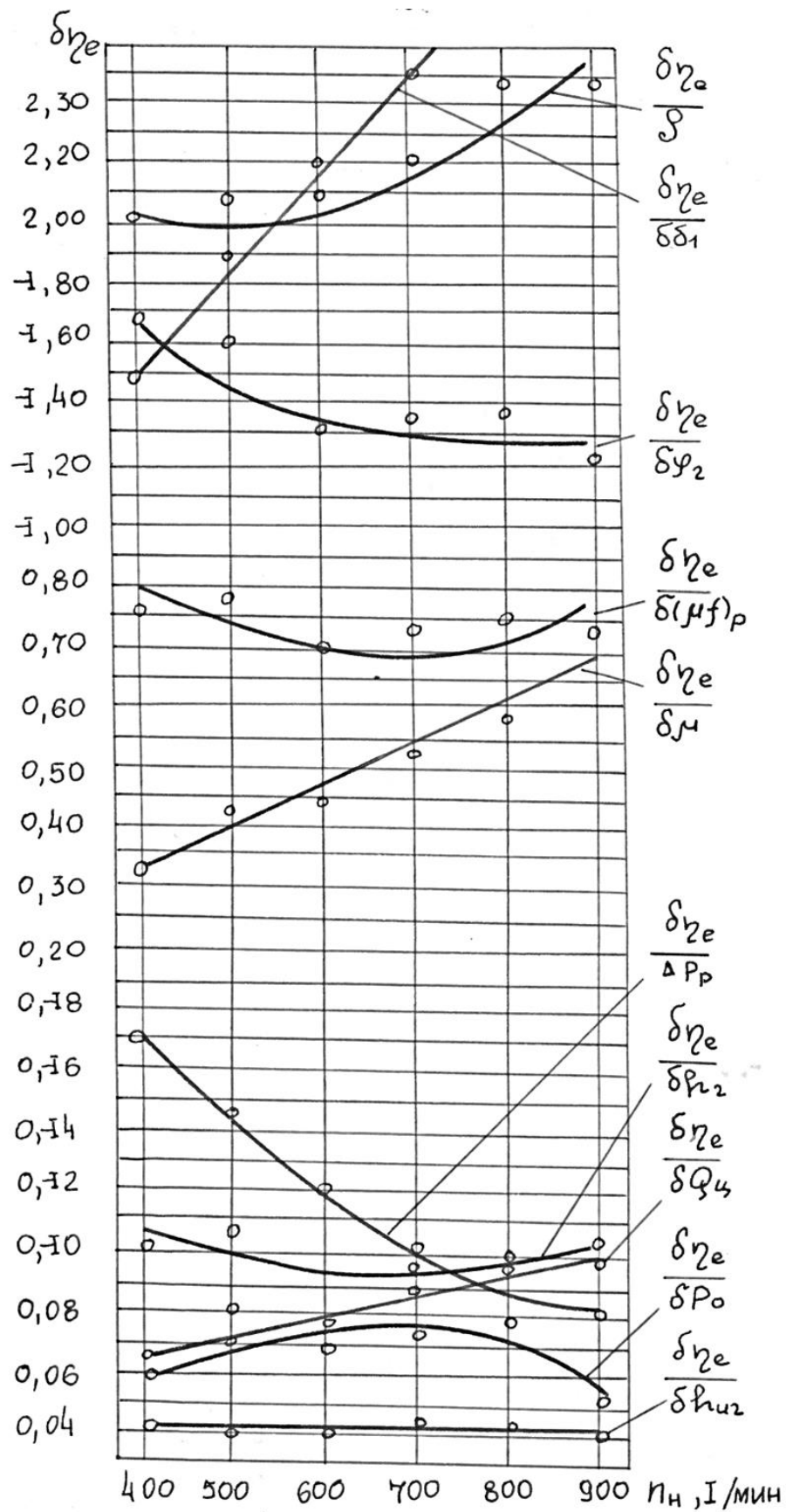


Рисунок 3.34. Залежність відносних змін ефективного ккд  $\delta\eta_e$  від малих відхилень параметрів паливного насоса і форсунки.

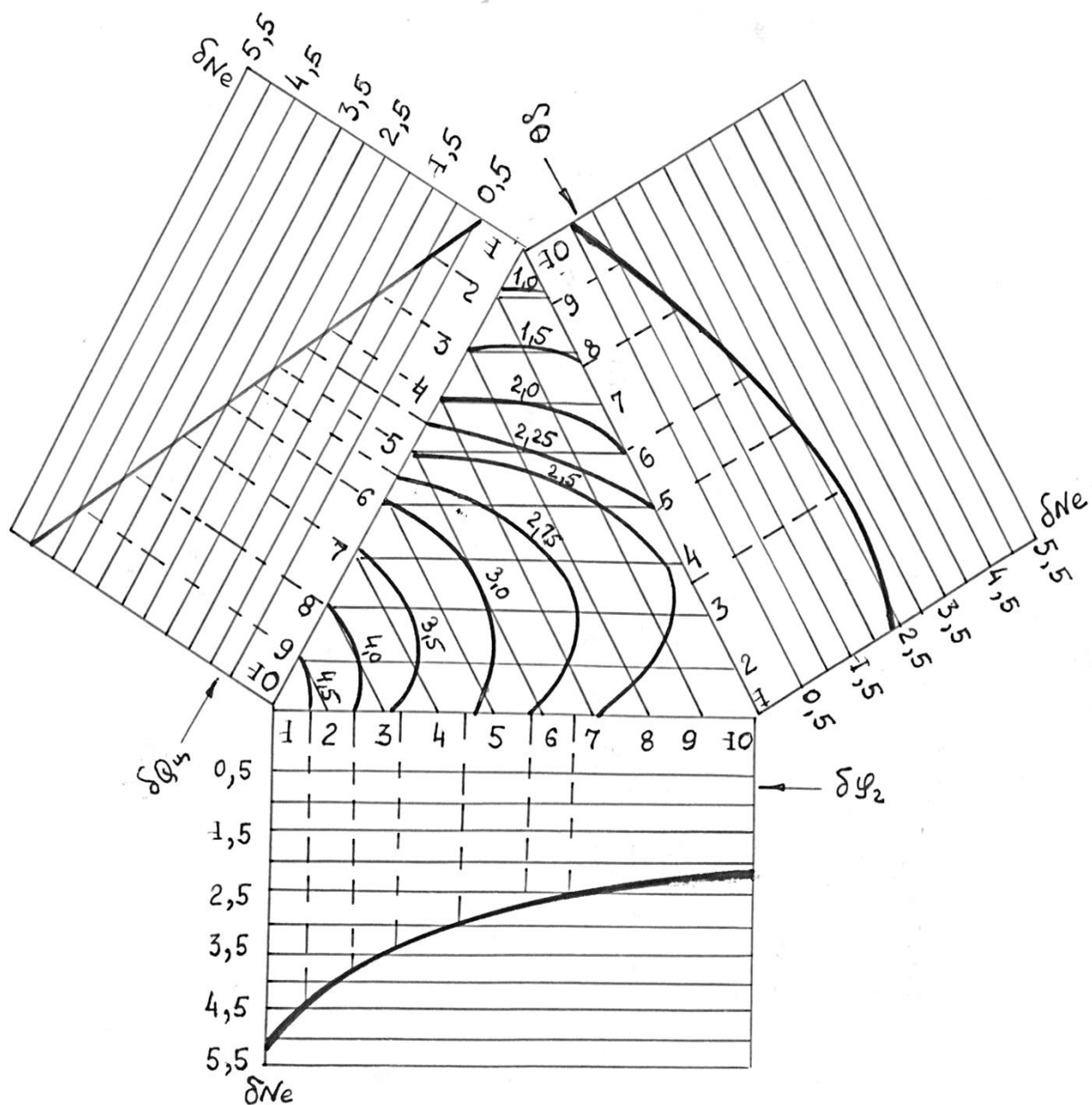


Рисунок 3.35. Номограма залежності потужності дизеля від малих відхилень параметрів паливної апаратури:  $\delta Q_{ц}$  - циклова подача;  $\delta\theta$  - кут випередження вприскування;  $\delta\varphi_2$  - тривалість подачі палива.

Отримані графіки (рис.3.35 - 3.36.) дуже зручні для вивчення впливу малих відхилень величин параметрів паливної апаратури, що мають місце в процесі експлуатації, на потужнісні і економічні показники дизеля й кількісної оцінки цих впливів на його ресурс.



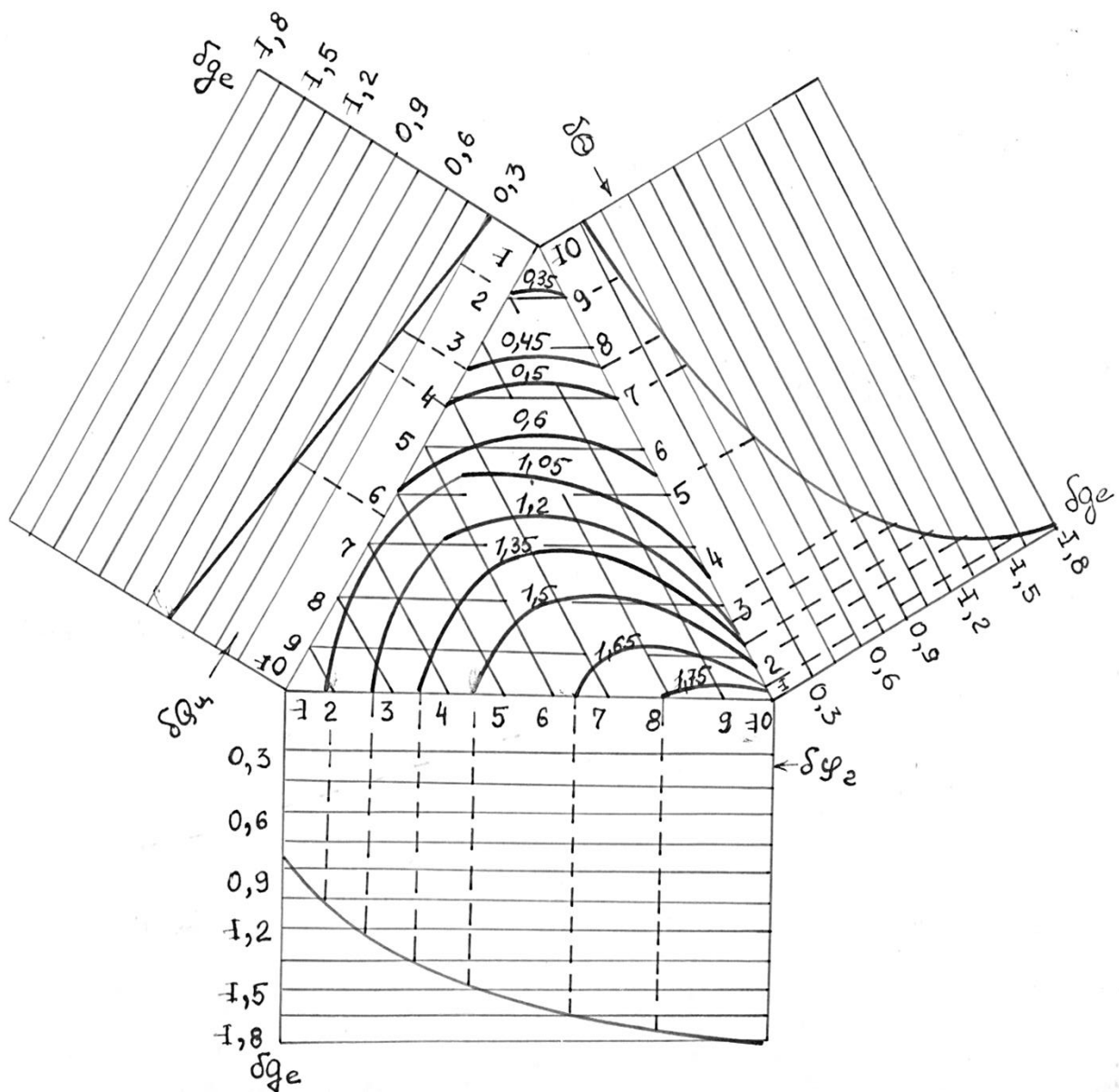


Рисунок 3.36. Номограма залежності питомої витрати палива від малих відхилень параметрів паливної апаратури:  $\delta Q_u$  - циклова подача;  $\delta \theta$  - кут випередження вприскування;  $\delta \varphi_2$  - тривалість подачі палива.

На потужнісні і економічні показники дизеля впливають не тільки параметри паливної апаратури, але і параметри робочого циклу самого дизеля. Крім того, система мастила не малий вплив чинить на втрати міцності, а, отже, і на витрату палива.

Дослідження багатofакторності зв'язків параметрів всіх систем і механізмів дизеля і їх вплив на потужність і економічні показники, дозволить установити закономірність зміни основних показників дизеля в

залежності від зміни технічного стану систем і механізмів, а значить і встановити остаточний ресурс дизеля.

### 3.3. Вплив малих відхилень основних параметрів робочого циклу дизеля на його потужність

Потужність дизеля залежить від багатьох конструктивних, термодинамічних, експлуатаційних і інших параметрів. Багатофакторний зв'язок, що існує між всіма параметрами і потужністю, дуже складний. Метод малих відхилень спрощує і скорочує об'єм обчислювальної роботи і забезпечує досить високу точність результатів.

Потужність дизеля можна визначити за рівнянням:

$$N_e = \frac{P_e V_n i n}{30\tau}, \quad (3.93)$$

де  $P_e$  - середній ефективний тиск, МПа;

$V_n$  - робочий об'єм циліндра, м<sup>3</sup>;

$i$  - число циліндрів;

$n$  - частота обертання вала, хв<sup>-1</sup>;

$\tau$  - тактність.

Вираз (3.93) в малих відхиленнях запишеться:

$$\delta N_e = \delta P_e + \delta V_n + \delta i + \delta n - \delta \tau. \quad (3.94)$$

Середній ефективний тиск дорівнює:

$$P_e = P_i - P_m, \quad (3.95)$$

де  $P_i$  - середній індикаторний тиск, МПа;

$P_m$  - механічні втрати, МПа.

Середній індикаторний тиск дорівнює:

$$P_i = P'_i \varphi, \quad (3.96)$$

де  $P'_i$  - теоретичний середній індикаторний тиск, МПа;

$\varphi$  - коефіцієнт повноти діаграми.

Середнє індикаторний тиск  $P'_i$  визначається за формулою:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta_1^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(\rho - 1) \right] \quad (3.97)$$

де  $P_c$  - тиск кінця стиснення, МПа;

$\varepsilon$  - ступінь стиску;

$\lambda$  - ступінь підвищення тиску;

$\rho$  - ступінь попереднього розширення;

$\delta_1$  - ступінь наступного розширення;

$n_2$  - показник політропного розширення;

$n_1$  - показник політропного стиску.

Прологарифмуємо, а потім продиференціюємо вираз (3.97) і отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{dP'_i}{P_i} = & \frac{dP_c}{P_c} - \frac{d\varepsilon}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta_1^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right)} \times \\ & \times \left[ \left( (\rho - 1) + \frac{\rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta_1^{n_2 - 1}} \right) \right) d\lambda + \left[ \lambda + \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta_1^{n_2 - 1}} \right) \right] d\rho + \right. \\ & + \left[ -\frac{\lambda \rho}{(n_2 - 1)^2} \left( 1 - \frac{1}{\delta_1^{n_2 - 1}} \right) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \frac{\ln \delta_1}{\delta_1^{n_2 - 1}} \right] dn_2 + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( -\frac{n_2 - 1}{\delta_1^{n_2}} \right) d\delta_1 + \\ & \left. + \left[ \frac{1}{(n_1 - 1)^2} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \frac{\ln \varepsilon}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right] dn_1 + \frac{1}{n_1 - 1} \frac{n_1 - 1}{\varepsilon^{n_1}} d\varepsilon \right]. \end{aligned}$$



Маємо:

$$\begin{aligned} \delta P'_i = \delta P_c - \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \delta \varepsilon + \frac{1}{\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta_1^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right)} \times \\ \times \left[ \lambda \left( (\rho - 1) + \frac{\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta_1^{n_2 - 1}}\right) \right) \delta \lambda + \rho \left[ \lambda + \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta_1^{n_2 - 1}}\right) \right] \delta \rho + \right. \\ \left. + n_2 \left[ -\frac{\lambda\rho}{(n_2 - 1)^2} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_2 - 1} \frac{\ln \delta_1}{\delta_1^{n_2 - 1}} \right] \delta n_2 + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(-\frac{n_2 - 1}{\varepsilon^{n_2}}\right) \delta_1 \delta \delta_1 + \right. \\ \left. + n_1 \left[ \frac{1}{(n_1 - 1)^2} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1} \frac{\ln \varepsilon}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right] \delta n_1 + \frac{\varepsilon}{n_1 - 1} \frac{n_1 - 1}{\varepsilon^{n_1}} d \varepsilon \right]. \end{aligned}$$

Позначимо:

$$k_{29} = \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta_1^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right);$$

$$k_{30} = \lambda \left[ (\rho - 1) + \frac{\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta_1^{n_2 - 1}}\right) \right];$$

$$k_{31} = \rho \left[ \lambda + \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta_1^{n_2 - 1}}\right) \right];$$

$$k_{32} = n_2 \left[ -\frac{\lambda\rho}{(n_2 - 1)^2} \left(1 - \frac{1}{\delta_1^{n_2 - 1}}\right) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \frac{\ln \delta_1}{\delta_1^{n_2 - 1}} \right];$$

$$k_{33} = -\frac{\lambda\rho}{\delta_1^{n_1 - 1}};$$

$$k_{34} = n_1 \left[ \frac{1}{(n_1 - 1)^2} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1} \frac{\ln \varepsilon}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right];$$

$$k_{35} = \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}};$$

$$k_{36} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}.$$

В малих відхиленнях запишеться:

$$\delta P'_i = \delta P_c - k_{36} \delta \varepsilon + \frac{1}{k_{29}} (k_{30} \delta \lambda + k_{31} \delta \rho + k_{32} \delta n_2 + k_{33} \delta \delta_1 + k_{34} \delta n_1 + k_{35} \delta \varepsilon).$$

Для виразів (3.96.) та (3.95.) маємо:

$$\ln P_i = \ln P'_i + \ln \varphi; \quad \frac{dP_i}{P_i} = \frac{dP'_i}{P'_i} + \frac{d\varphi}{\varphi}; \quad \delta P_i = \delta P'_i + \delta \varphi; \quad (3.99)$$

$$\ln P_e = \ln(P_i - P_M); \quad \frac{dP_e}{P_e} = \frac{dP_i - dP_M}{P_i - P_M}; \quad \delta P_e = \frac{P_i}{P_i - P_M} \delta P_i - \frac{P_M}{P_i - P_M} \delta P_M.$$

Позначимо:

$$k_{37} = \frac{P_i}{P_i - P_M} \quad \text{і} \quad k_{38} = \frac{P_M}{P_i - P_M}, \quad (3.100)$$

Тоді 
$$\delta P_e = k_{37} \delta P_i - k_{38} \delta P_M.$$

Підставляючи в рівняння (3.94.) значення (3.97.- 3.100), отримаємо:

$$\begin{aligned} \delta N_e = & k_{37} \delta \varphi + k_{37} \delta P_a + k_{37} (k_{35} + k_{36}) \delta \varepsilon + \frac{k_{37} k_{30}}{k_{29}} \delta \lambda + \frac{k_{37} k_{31}}{k_{29}} \delta \rho + \\ & + \frac{k_{37} k_{32}}{k_{29}} \delta n_2 + \frac{k_{37} k_{33}}{k_{29}} \delta \delta_1 + \frac{k_{37} k_{34}}{k_{29}} \delta n_1 + \delta V_h + \delta i - \delta \tau. \end{aligned} \quad (3.101)$$

Визначимо чисельні значення коефіцієнт впливу, прийнявши наступні вихідні дані:  $\varepsilon = 17$ ,  $\lambda = 1,95$ ,  $\rho = 1,45$ ,  $n_2 = 1,22$ ,  $n_1 = 1,37$ ,  $\delta_1 = 11,72$ ,  $P_i = 0,69$ ,  $P_M = 0,2$ .

Результати зведені в (табл. 3.17) з якої видно, що найбільший вплив на потужність надають параметри:  $P_c$ ,  $\varepsilon$ ,  $\lambda$ ,  $\rho$ .

Таблиця 3.17 - Вплив експлуатаційних параметрів на потужність

Параметри	$\delta P_c$	$\delta \varphi$	$\delta \varepsilon$	$\delta \lambda$	$\delta \rho$	$\delta n_2$	$\delta \delta_1$	$\delta n_1$
Коефіцієнти	$k_{37}$	$k_{37}$	$k_{37}k_{35}k_{36}$	$k_{37}$	$k_{37}$	$k_{37}$	$k_{37}$	$k_{37}$
Числові значення	1,285	1,285	0,916	1,786	2,344	-7,344	0,04	1,857

Зробимо деякі перетворення, для чого запишемо формули коефіцієнтів наповнення і залишкових газів [25]:

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a T_0}{P_0 T_a} \frac{1}{1 + \gamma_2} \varphi; \quad (3.102)$$

$$\gamma_2 = \frac{P_2(T_0 + \Delta T)}{(\varepsilon P_a - P_2)\beta T_2}, \quad (3.103)$$

де  $\eta_V$  - коефіцієнт наповнення;

$\gamma_2$  - коефіцієнт залишкових газів;

$P_z$  і  $T_z$  - тиск і температура залишкових газів, МПа и  $^{\circ}\text{K}$ ;

$\beta$  - коефіцієнт молекулярної зміни.

В малих відхиленнях запишеться:

$$\delta \eta_V = (1 - k_{39})\delta \varepsilon + \delta P_a - \delta T_a + \delta \varphi - k_{40}\delta \gamma_z; \quad (3.104)$$

$$\delta \gamma_z = \delta P_z + k_{41}\delta T_0 + (1 - k_{41})\delta \Delta T - k_{42}\delta P_a - k_{42}\delta \varepsilon + (k_{42} - 1)\delta P_z - \delta \beta - \delta T_z, \quad (3.105)$$

де

$$k_{39} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}; \quad k_{40} = \frac{\gamma_z}{1 + \gamma_z};$$

$$k_{41} = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}; \quad k_{42} = \frac{\varepsilon P_a}{\varepsilon P_a - P_z}.$$

якщо  $\delta \eta_V = 0$ , маємо:

$$0 = (1 - k_{39})\delta \varepsilon + \delta P_a - \delta T_a + \delta \varphi + k_{40}\delta \gamma_z,$$

тоді

$$\delta P_c = \delta T_a - (1 - k_{39})\delta \varepsilon - \delta \varphi + k_{40}\delta \gamma_z. \quad (3.106)$$

Враховуючи, що  $P_c = P_a \varepsilon^{n_1}$ ,

маємо: 
$$\delta P_c = \delta P_a + n_1 \delta \varepsilon,$$

тоді: 
$$\delta P_c = \delta T_a - k_{40} \delta \gamma_z + (1 + n_1 - k_{39}) \delta \varepsilon,$$

маємо:

$$\delta N_e = k_{37} [\delta T_a - \delta \varphi + k_{40} \delta \gamma_z + (1 + n_1 - k_{40}) \delta \varepsilon] + k_{37} (k_{36} - k_{35}) \delta \varepsilon + \frac{k_{37} k_{30}}{k_{29}} \delta \lambda + \frac{k_{37} k_{31}}{k_{29}} \delta \rho.$$

Враховуючи рівняння (3.105), отримуємо:

$$\delta N_e = k_{37} [k_{43} \delta T_0 + k_{44} \delta \Delta T + k_{45} \delta T_z + (k_{46} + k_{47}) \delta P_z + k_{41} \delta T_a + (1 - k_{41}) \delta \Delta T - k_{42} \delta P_a + (k_{42} - 1) \delta P_z - \delta \beta - \delta T_z - \delta \varphi + (k_{36} - k_{35} - 1 + n_1 + k_{29} - k_{42}) \delta \varepsilon + \frac{k_{30}}{k_{29}} \delta \lambda + \frac{k_{31}}{k_{29}} \delta \rho],$$

де

$$k_{43} = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \gamma_z T_z} \quad k_{44} = \frac{\Delta T}{T_0 + \Delta T + \gamma_z T_z};$$

$$k_{45} = \frac{T_z \gamma_z}{T_0 + \Delta T + \gamma_z T_z} \quad k_{46} = \frac{T_z \gamma_z}{T_0 + \Delta T + \gamma_z T_z} - \frac{\gamma_z}{1 + \gamma_z};$$

$$k_{47} = \frac{\gamma_z}{1 + \gamma_z}.$$

Після нескладних спрощень маємо:

$$\delta N_e = k_{37} [(k_{43} + k_{41}(k_{46} - k_{47})) \delta T_0 + (k_{44} + (1 - k_{41})(k_{46} - k_{47})) \delta \Delta T + k_{45} \delta T_z + (k_{46} - k_{47}) \delta P_z - (k_{46} - k_{47}) k_{42} \delta P_a + (k_{46} - k_{47})(1 - k_{42}) \delta P_z - (k_{46} - k_{47}) \delta \beta - (k_{46} - k_{47}) \delta T_z - \delta \varphi + (k_{36} - k_{35} - 1 + n_1 + k_{29} - k_{42}) \delta \varepsilon + \frac{k_{30}}{k_{29}} \delta \lambda + \frac{k_{31}}{k_{29}} \delta \rho]. \quad (3.107)$$

Числові значення коефіцієнтів впливу наведені в (табл. 3.18).

У зв'язку з тим, що коефіцієнти впливу не залишаються постійні із зміною навантаження дизеля, необхідно дослідити залежності  $k_\rho = f(\rho)$  -

(табл. 3.19 і рис. 3.37),  $k_\lambda = f(\lambda)$  - (табл. 3.20 і рис. 3.38),  $k_\varepsilon = f(\varepsilon)$  - (табл. 3.21 і рис. 3.39).

Результати розрахунків залежності  $N_e = f(\rho, \lambda, \varepsilon)$  зведені в (табл. 3.22, табл. 3.24) та на (рис. 3.41 - 3.42).

Таблиця 3.18 - Числові значення коефіцієнтів впливу

Параметри	$\delta P_a$	$\delta \varepsilon$	$\delta \lambda$	$\delta \rho$	$\delta P_z$	$\delta T_z$
Коефіцієнти	$-k_{37}k_{42} \times (k_{46} - k_{42})$	$(k_{36} - k_{35} - 1 + n_1 - k_{42})k_{34}$	$k_{39} \frac{k_{37}k_{30}}{k_{29}}$	$\frac{k_{37}k_{31}}{k_{29}}$	$(k_{46} - k_{47}) \times k_{37}$	$(k_{45} - k_{37}) \times k_{37}$
Числові значення	0,015	3,482	1,786	2,344	0,029	0,114
Параметри	$\delta \varphi$	$\delta T_a$	$\delta \Delta T$	$\delta \beta$	$\delta P_z$	$\delta T_z$
Коефіцієнти	$k_{37}$	$-(k_{46} - k_{47}) \times k_{37}$	$[k_{44} + (1 - k_{41})(k_{46} - k_{47})]k_{37}$	$-(k_{46} - k_{47}) \times k_{37}$	$-(k_{46} - k_{47}) \times k_{39}$	$k_{37}(k_{46} - k_{42}) \times (k_{42} - 1)$
Числові значення	-1,285	-0,027	0,11	-0,027	-0,027	0,028

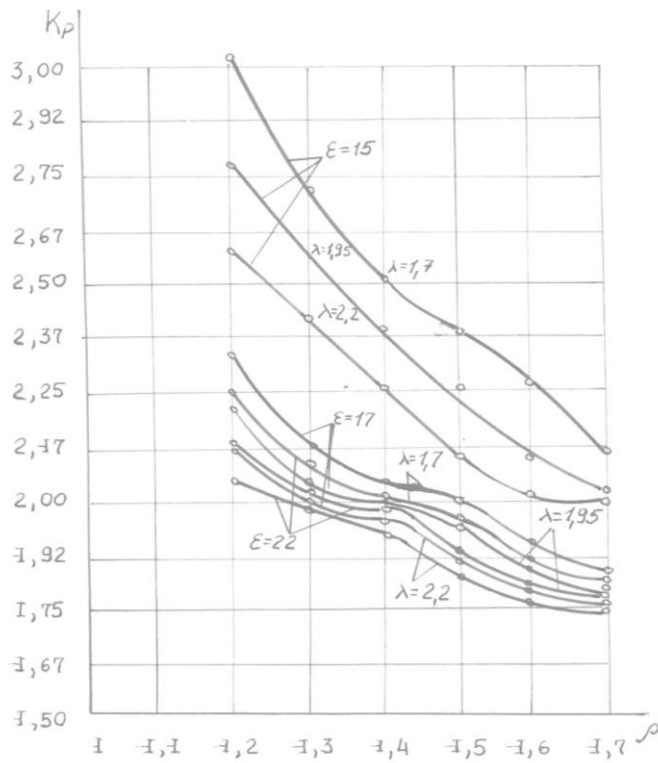


Рисунок 3.37. Залежність коефіцієнтів впливу  $k_\rho = f(\rho)$

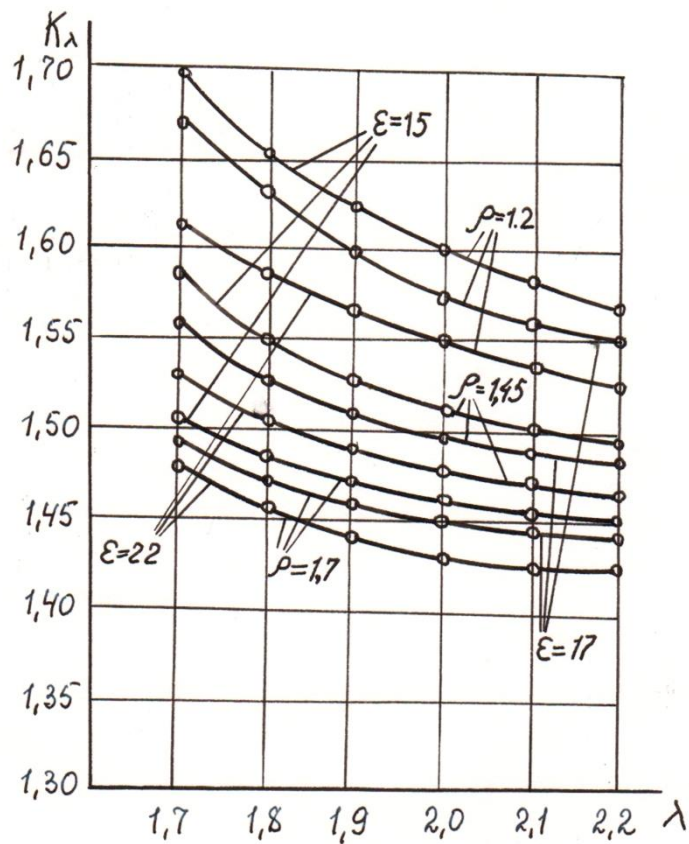


Рисунок 3.38. Залежність коефіцієнтів впливу  $k_\lambda = f(\lambda)$ .

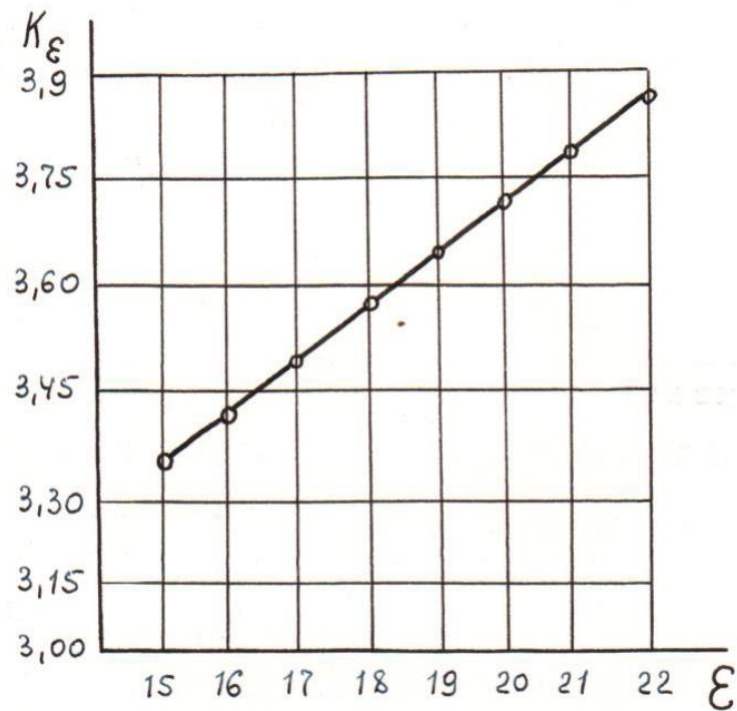


Рисунок 3.39. Залежність коефіцієнтів впливу  $k_\epsilon = f(\epsilon)$ .

Таблиця 3.19 - Результати розрахунків за  $k_\rho = f(\rho)$  параметрами

$k_\rho = f(\rho)$		$\rho$					
		1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
$\epsilon = 15$	$\lambda = 1,70$	3,034	2,746	2,540	2,385	2,264	2,166
$\epsilon = 15$	$\lambda = 1,95$	2,789	2,560	2,390	2,260	2,158	2,015
$\epsilon = 15$	$\lambda = 2,20$	2,627	2,431	2,286	2,173	2,083	2,010
$\epsilon = 17$	$\lambda = 1,70$	2,316	2,190	2,084	2,002	1,934	1,878
$\epsilon = 17$	$\lambda = 1,95$	2,242	2,121	2,027	1,952	1,890	1,839
$\epsilon = 17$	$\lambda = 2,20$	2,182	2,071	1,984	1,915	1,858	1,810
$\epsilon = 22$	$\lambda = 1,70$	2,266	2,140	2,043	1,966	1,903	1,851
$\epsilon = 22$	$\lambda = 1,95$	2,194	2,081	1,993	1,922	1,864	1,816
$\epsilon = 22$	$\lambda = 2,20$	2,141	2,037	1,955	1,889	1,835	1,790

Таблиця 3.20 - Результати розрахунків за  $k_\lambda = f(\lambda)$  параметрами

$k_\lambda = f(\lambda)$		$\lambda$					
		1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,1
$\varepsilon = 15$	$\rho = 1,20$	1,681	1,652	1,628	1,606	1,587	1,571
$\varepsilon = 15$	$\rho = 1,45$	1,571	1,552	1,535	1,520	1,507	1,495
$\varepsilon = 15$	$\rho = 1,70$	1,509	1,495	1,482	1,471	1,461	1,452
$\varepsilon = 17$	$\rho = 1,20$	1,657	1,631	1,608	1,590	1,571	1,555
$\varepsilon = 17$	$\rho = 1,45$	1,555	1,537	1,521	1,508	1,496	1,484
$\varepsilon = 17$	$\rho = 1,70$	1,497	1,484	1,472	1,461	1,452	1,443
$\varepsilon = 22$	$\rho = 1,20$	1,615	1,592	1,572	1,555	1,540	1,526
$\varepsilon = 22$	$\rho = 1,45$	1,526	1,510	1,497	1,484	1,474	1,464
$\varepsilon = 22$	$\rho = 1,70$	1,475	1,463	1,453	1,443	1,435	1,427

Таблиця 3.21 - Результати розрахунків за  $k_\varepsilon = f(\varepsilon)$  параметрами

$k_\varepsilon = f(\varepsilon)$		$\varepsilon$						
		16	17	18	19	20	21	22
		3,418	3,48	3,55	3,626	3,706	3,793	3,887

Таблиця 3.22 - Результати розрахунків за  $N_e = f(\rho)$  параметрами

$N_e = f(\lambda)$			$\rho$					
			1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
$\varepsilon = 17$	$T_z = 900$	$\lambda = 1,95$	128,8	163,6	195,3	224,1	251,03	276,6
$\varepsilon = 22$	$T_z = 1000$	$\lambda = 2,20$	417,3	450,5	493,5	506,9	531,99	556,9
$\varepsilon = 15$	$T_z = 800$	$\lambda = 2,20$	70,8	134,7	147,5	179,8	207,71	235,7
$\varepsilon = 17$	$T_z = 1000$	$\lambda = 1,70$	85,2	121,5	156,7	186,4	215,36	241,4
$\varepsilon = 15$	$T_z = 800$	$\lambda = 1,70$	8,1	19,2	63,4	99,1	132,59	177,1



Таблиця 3.23 - Результати розрахунків за  $N_e = f(\rho)$  параметрами

$N_e = f(\rho)$			$\rho$	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
$\varepsilon = 17$	$T_z = 900$	$\rho = 1,45$		18,2	185,2	201,8	218,1	234,15	249,9
$\varepsilon = 22$	$T_z = 1000$	$\rho = 1,70$		481,1	497,1	511,7	527,2	541,72	556,9
$\varepsilon = 16$	$T_z = 900$	$\rho = 1,20$		3,05	9,4	17,3	34,7	57,59	74,2
$\varepsilon = 22$	$T_z = 800$	$\rho = 1,45$		406,5	423,1	455,1	470,9	480,01	486,4
$\varepsilon = 15$	$T_z = 1000$	$\rho = 1,70$		168,5	185,1	195,7	211,6	227,09	242,6

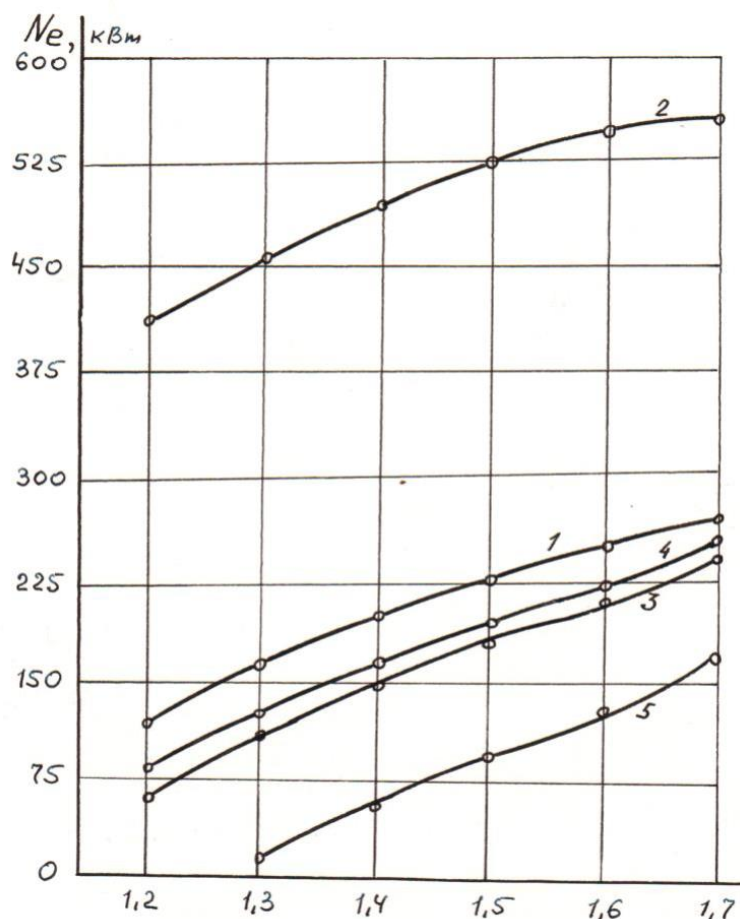


Рисунок 3.40. Залежність ефективної потужності від  $\rho$ .

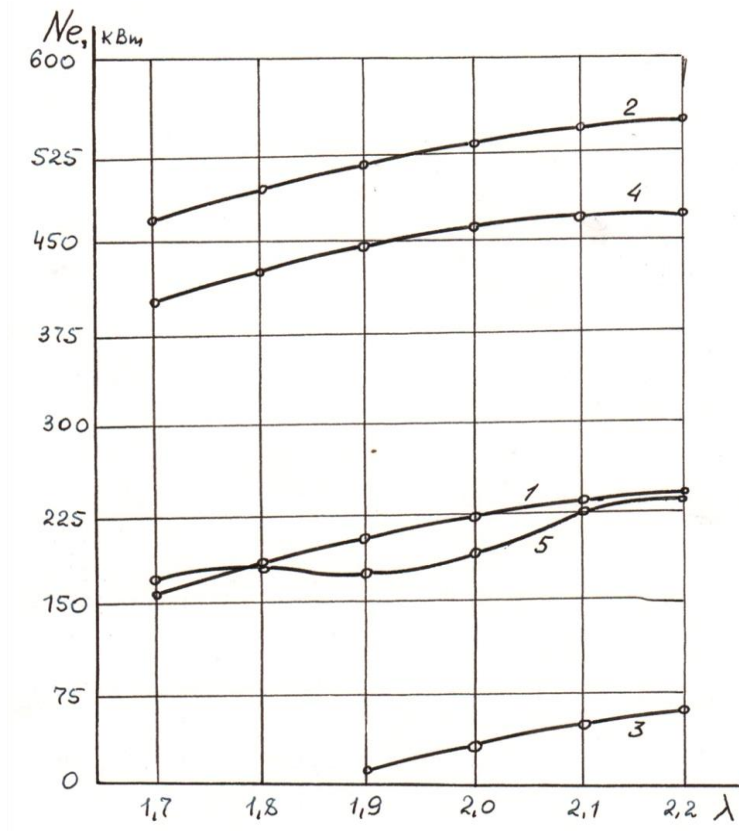


Рисунок 3.41. Залежність ефективної потужності від  $\lambda$ .

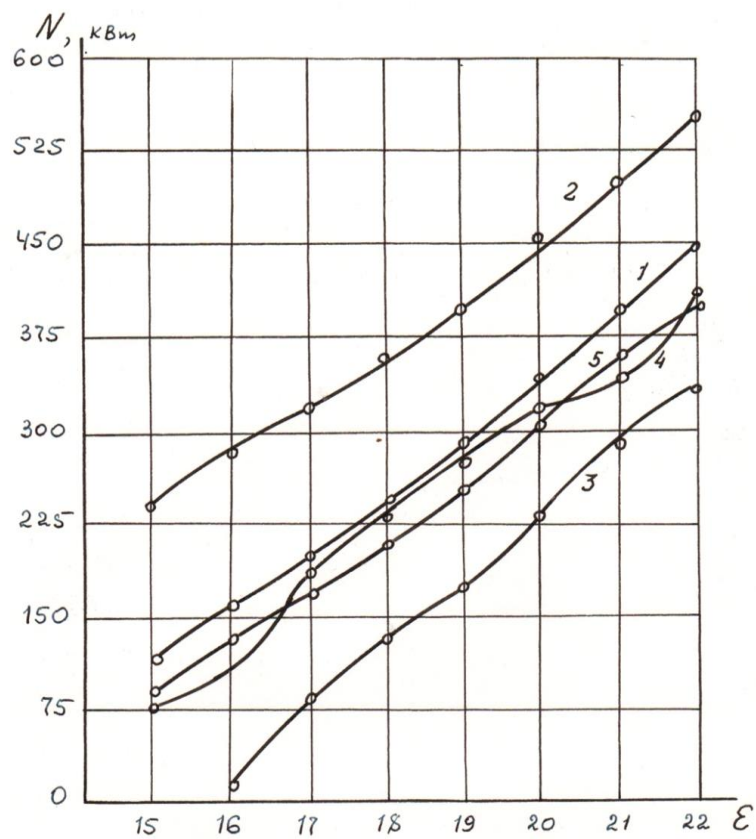


Рисунок 3.42. Залежність ефективної потужності від  $\epsilon$ .

Таблиця 3.24 - Результати розрахунків за  $N_e = f(\varepsilon)$  параметрами

$N_e = f(\varepsilon)$			$\varepsilon$					
			15	16	17	18	19	22
$\rho = 1,45$	$T_z = 900$	$\lambda = 1,95$	127,1	169,5	210,1	253,8	299,6	450
$\rho = 1,70$	$T_z = 1000$	$\lambda = 2,2$	242,6	284,3	318,1	361,9	407,6	557
$\rho = 1,20$	$T_z = 1000$	$\lambda = 1,7$	0	16,4	85,7	129,2	174,9	345
$\rho = 1,45$	$T_z = 800$	$\lambda = 1,7$	81,8	192,5	164,9	208,8	254,9	396
$\rho = 1,29$	$T_z = 1000$	$\lambda = 2,2$	77,9	118,7	176,5	220,4	266,1	405

Результати досліджень підтверджують раніше відомі положення про вплив основних параметрів на ефективні показники дизеля. Найбільший вплив на ефективні показники дизеля надають ступінь стиснення  $\varepsilon$  і навантаження, яке характеризується параметрами  $\rho$  та  $\lambda$ .

### 3.4. Багатофакторний зв'язок параметрів системи мащення в малих відхиленнях.

3.4.1. Температурний режим роботи підшипників колінчастого вала дизеля в експлуатаційних умовах.

Зменшення тертя і, тим самим, зносу тертьових поверхонь деталей дизеля здійснюється шляхом безперервної подачі до них мастильних матеріалів, тобто шляхом усунення сухого тертя та забезпечення рідинного та напіврідинного тертя.

При зменшенні за якимись причинами товщини змащувального шару  $h_{\min}$  (рис. 3.43) до величини, коли почнуть стикатися виступаючі частини тертьових поверхонь ( $h_{\min} = h_{\min \text{ сеп}}$ ) масляна плівка руйнується і настає напіврідинне тертя.

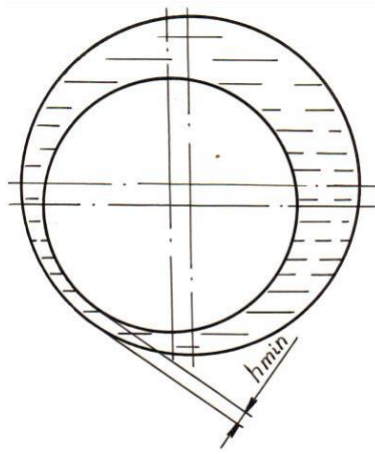


Рисунок 3.43. Схема масляної плівки в підшипнику.

Одним з найбільш навантажених деталей дизеля є шатунні і корінні шийки колінчастого валу і їх підшипники.

Для забезпечення нормальної роботи підшипника необхідно, щоб його робочі температури не перевищували допустимих.

Кількість тепла, що виділяється в підшипнику, визначається за формулою [39]:

$$Q_{тр} = R_{уср} f W_{ш} F_n, \quad (3.108)$$

де :  $R_{ш\ сep}$  - середній за цикл тиск на шийку, МПа;

$f$  - коефіцієнт рідинного тертя циліндричного підшипника;

$w_{ш}$  - окружна швидкість шийки,  $c^{-1}$ ,

$$W_{ш} = \frac{\pi d_{ш} n_{\partial}}{60 \cdot 100}; \quad (3.109)$$

$F_n$  - площа поршня,  $m^2$ ;

$D$  - діаметр циліндра, м;

$d_{ш}$  - діаметр шийки, м;

$n_{\partial}$  - частота обертання колінчастого валу,  $xv^{-1}$ .

Середнє за цикл тиск визначається за формулою:

$$R_{ш.ср} = \sqrt{T_z + z^2}, \quad (3.110)$$

де:  $T$  - тангенціальна сила, Н;

$z$  - нормальна сила, спрямована уздовж кривошипа, Н.

$$T = P_{\Sigma} \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right); \quad (3.111)$$

$$z = P_{\Sigma} \left[ \cos \alpha - \frac{\lambda}{2} (1 - \cos 2\alpha) \right], \quad (3.112)$$

де:  $P_{\Sigma}$  - сумарна сила, що діє на кривошипно-шатунний механізм, Н;  
 $\alpha$  і  $\beta$  - кут повороту кривошипа і кут відхилення шатуна від вісі циліндра.

$$P_{\Sigma} = P_z + P_j;$$

$$P_z = \frac{P_a \varepsilon}{C_{p_z} T_a} \left[ \frac{\xi_z Q_H}{G_3 (1 + \gamma_z)} + (C_{V_c} + 1,986 \lambda') T_c \right]; \quad (3.113)$$

$$P_j = m_j r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (3.114)$$

де:  $P_{\Gamma}$  - тиск газів в циліндрі, МПа;

$P_j$  - сила інерції зворотно-поступального руху мас кривошипно-шатунного механізму, Н;

$P_c$  - тиск на початку стиснення, МПа;

$T_c$  - температура на початку стиснення, ° К;

$C_p$  - питома теплоємність газів при  $P = const$ , кДж / кмоль·град;

$C_{V_c}$  - питома теплоємність газів при  $V = const$ , кДж / кмоль·град ;

$\lambda' = \frac{P_z}{P_c}$  - ступінь підвищення тиску;

$Q_H$  - нижча теплотворна здатність палива, кДж / кг;

$\xi_z$  - коефіцієнт активного тепловиділення;

$\gamma_z$  - коефіцієнт залишкових газів;

$m_j$  - приведена маса зворотно-поступально рухомих частин кривошипно-шатунного механізму, кг;

$\omega$  - кутова швидкість обертання вала двигуна, с<sup>-1</sup>;

$$\lambda = \frac{r}{l_{ш}} - \text{відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.}$$

Знайдена з рівняння (3.103) кількість тепла тертя відводиться циркулюючим маслом, кількість якого можна визначити за формулою:

$$Q_{омв} = C_M G'_M (t''_M - t'_M), \quad (3.115)$$

де  $C_M$  - теплоємність мастила, кДж / кмоль·град;

$G'_M$  - кількість мастила, що проходить через підшипник, кг;

$t'_M$  - температура мастила, що входить в підшипник, °С;

$t''_M$  - температура мастила, що виходить з підшипника, °С;

$$\Delta t = 20 - 30^{\circ}C (t''_M - t'_M).$$

Припускаючи, що  $Q_{тр} = Q_{омв}$ , маємо:

$$R_{у.сп} f W_{у} F_n = C_M G'_M (t''_M - t'_M),$$

звідки:

$$G'_M = \frac{R_{у.сп} f W_{у} F_n}{C_M (t''_M - t'_M)}. \quad (3.116)$$

Тепло, відведене від підшипника через стінки, становить по даним дослідів від 15 до 30% від всього тепла  $Q_{тр}$ , і може бути визначено за формулою:

$$Q_{\omega} = \frac{k_{\omega}}{3600} F = \frac{k_{\omega}}{3600} \pi d_{ш} B (t_n - t_{\omega}), \quad (3.117)$$

де  $k_{\omega}$  - коефіцієнт тепловіддачі зіткненням і випромінюванням, віднесений до внутрішньої поверхні підшипника;

$t_{ш}$  - температура середовища, що оточує підшипник, °С;

$t_n$  - температура підшипника, °С;

$B$  - ширина вкладиша підшипника, м.

Зважаючи на температуру підшипника  $t_n$ , рівній середній температурі циркулюючого мастила, враховуючи рівняння (3.116) отримаємо:

$$t_n = \frac{R_{у.сп} f W_{у} F_n}{2 C_M G'_M} + t'_{ш} \quad (3.118)$$

Бажану температуру підшипника можна отримати, застосовуючи такі заходи:

- 1) використання мастила з необхідною в'язкістю;
- 2) зниження температури вхідного мастила в підшипник шляхом охолодження його в масляному радіаторі;
- 3) збільшення тиску  $P_M$  і кількості  $G'_M$  мастила, що протікає через підшипник.

Необхідний тиск подачі мастила в підшипник визначається за формулою:

$$P_n = \frac{Q_{TP} - Q_{отв} - Q_{ш}}{L}, \quad (3.119)$$

$$L = \left[ \frac{\gamma_M \Delta^3}{48\mu_H} \frac{d}{B} i_\chi C_M \Delta t \xi + \frac{\gamma_M}{48\mu_H} \frac{\Delta n^3}{\ln} d_n i_{\chi_n} C_M \Delta t \xi + \frac{\pi \gamma_M}{8\mu_H} \frac{\rho^4}{L_c} C_M \Delta t \xi \right];$$

де  $\gamma_M$  - питома вага мастила, Н/м<sup>3</sup>;

$\Delta$  - діаметральний зазор у підшипнику, мм;

$d$  - діаметр валу, м;

$i_\chi$  - коефіцієнт витрати мастила з ненавантаженої області підшипника;

$\mu_H$  - абсолютна в'язкість тіла при середній температурі в ненавантаженої області підшипника, кг·с/м<sup>2</sup>;

$B$  - аксіальна ширина підшипника, м;

$\zeta$  - коефіцієнт (0,4...0,5);

$\Delta_n$  - діаметральний зазор поршневого пальця, мм;

$d_n$  - діаметр поршневого пальця, м;

$l_n$  - довжина втулки поршневої головки шатуна, м;

$i_{\chi_n}$  - коефіцієнт витрати мастила через поршневий палець;

$\rho$  - радіус отвору, м;

$L_c$  - довжина каналу, м.

Щоб створити необхідний тиск мастила в системі та подати до підшипників нормальна кількість мастила, масляний насос повинен прокачувати через систему в одиницю часу наступну кількість мастила [36] :

$$G_M = \xi' \frac{N_e Q}{3600 C_M \Delta t} \quad (3.120)$$

де  $\xi'$  - коефіцієнт запасу, що враховує можливість перевантаження дизеля, порушення щільності з'єднань, збільшення зазору в при зносі та інш.;

$Q$  - кількість тепла, яке має бути перенесено маслом від деталей дизеля в радіатор;

$\Delta t$  - перепад температури мастила на виході з дизеля и вході в нього.

Таким чином, продуктивність насосу повинна бути рівною:

$$V = \frac{1}{\gamma_M} G_M = \frac{\xi'}{\gamma_M} \frac{N_e Q}{3600 C_M \Delta t}. \quad (3.121)$$

Умови надійної роботи підшипника ковзання, тобто роботи його на режимі рідинного тертя, характеризуються коефіцієнтом надійності підшипника  $\chi$ , тобто:

$$\chi = \frac{\lambda''}{\lambda''_{KP}}. \quad (3.122)$$



## ВИСНОВКИ

1. Розроблені математичні моделі процесів, які проходять у системі дизеля, інтерпретовані по малим відхиленням параметрів. Інтерпретація математичних моделей по малих відхиленнях параметрів лінеаризує початкові рівняння процесів і робить їх дуже зручними для аналізу за допомогою електронно-обчислювальних машин. Основними критеріями, які визначають взаємозв'язок, є коефіцієнт впливу  $K$ . Данні критерії дозволяють визначити на скільки відсотків змінюються вихідні параметри при зміні структурних параметрів на один відсоток. Наприклад, при зміні на 1% таких параметрів, як тривалість подачі палива  $\varphi_z$ ; зазор в плунжерній парі  $\delta_l$ ; тиск палива у над плунжерній порожнині  $\Delta P_n$ ; переріз у розпилювачі  $(\mu f)_p$ ; ходу голки розпилювача  $h_u$ ; тиску в порожнині розпилювача  $\Delta P_p$  та інші, продуктивність паливного насоса змінюється відповідно на 1,26; 1,18; 0,04; 0,251; 0,366 і 0,27 відсотків при номінальній частоті обертання валу дизеля (насосу)  $n_n$ .

2. У результаті теоретичного дослідження було визначено 129 критеріїв (коефіцієнтів впливу), розкриваючи досить повну картину взаємозв'язку структурних і діагностичних параметрів, як в середині кожної системи, так і між системами дизеля.

3. У результаті лінеаризації початкових рівнянь процесів, вдалося значно спростити аналіз апріорної інформації за допомогою електронно-обчислювальних машин; скоротити об'єм обчислювальної роботи в 4-5 разів, при цьому забезпечити досить високу точність результатів (розходження згідно з результатами експериментального дослідження не перевищує 9%); спростити та пришвидшити за часом у три - чотири рази процес стиснення інформації, тобто виняток з початкового опису класів найменш інформативні (не корисні, даремні) параметри по величині коефіцієнтів впливу  $K$ .

4. Встановлено, що зміна параметрів робочого циклу чине вплив на параметри усіх систем дизеля. Таким чином, використовуючи теорію малих відхилень, вдалось встановити багатофакторний зв'язок між параметрами робочого циклу дизеля, змащувальних систем, системи живлення та кривошипно-шатунного механізму одночасно.

5. На підставі результатів теоретичного і експериментального дослідження розроблена номограма багатофакторності зв'язку параметрів системи дизеля (рис. 3.35). Маючи дану номограму і користуючись тим, що метод малих відхилень дозволяє представляти зміни основних показників дизеля, як лінійну функцію змін параметрів його систем, можливо, по-перше, вирішити задачу про взаємну компенсацію цих параметрів, що мають велику практичну цінність, і по-друге, така лінеаризація дозволяє на основі пропозиції нормальності розподілу величин вхідних параметрів визначати ймовірність того, що вихідні параметри знаходяться в заданих границях стійкої роботи дизеля.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Brosch O. Eine Anwenlung der Monte-Calo-methode zur Beurteilung von reparatur Strategien wiss. z. Humboldt. Berlin: Ges-Sprach-Wiss. Reihe. 1997. 16, № 6. P. 15 - 18.
2. Feldman K. T., Munje S. Experiments with, gravity-assisted heat pipes with and without circumferential grooves. *Journ. of Energy*, 2009. V 3, № 4. P. 211–216.
3. Heronimus K. Zur Anwendund der Monte-Carlo-Metode im instandhaltungs wesen. *Dentsche Agrartechnik*, 2009. 419p.
4. Hotelling H. A General Mathematical Theory of Depreciation of the American Statistical Association. 2015, September. P. 75 – 83.
5. Mucha A. Zur intimal Instandhaltung von Mehr Komponenten-System Vunchen, 2012. P. 75 – 83.
6. Kaletnik G. Honcharuk, I. Innovatsiine zabezpechennia rozvytku biopalyvnoi haluzi: svitovyi ta vitchyzniani dosvid [Innovative support for the development of the biofuel industry: world and national experience]. *In Biznes Inform*, 2013, no. 9, p. 155 - 160.
7. Kaletnik G. Production and use of biofuels: Second edition, supplemented: textbook. Vinnytsia: LLC «Nilan-Ltd», 2018. 336 p.
8. Spirin A., Borysiuk D., Truhanska O., Shvets L., Zelinskyy V. Mathematical model of a wheeled tractor steering axle as an object of diagnostics. *TEKA. COMMISSION OF MOTORIZATION AND ENERGETICS IN AGRICULTURE*, 2017. Vol. 17, No.1. P. 41 - 48.
9. Shvets L., Trukhanska O. Deformation of aluminum alloys in isothermal conditions. *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК»*. Вінниця: ВНАУ, 2021. № 3 (114). С. 68 - 75.
10. Trukhanska O. Technological methods of increasing wear resistance and durability of details. *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК»*. Вінниця: ВНАУ, 2020. № 4 (111). С. 109 - 115.

11. Posviatenko E., Posviatenko N., Budyak R., Shvets L. Influence of a material and the technological factors on improvement of operating properties of machine parts by reliefs and film coatings. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2018. № 5/12 (95). P. 48 - 56.
12. Алабухов П. М., Геронімус В. Б., Минкевич Л.М., Шеховцев Б. А. Теорія подібності і розмірностей. К.: Вища школа, 1998. 206 с.
13. Анисимов В. Ф., Барсуков С. И. Надежность дизелей [Текст]. Одесса: Астропринт, 2006. 384 с.
14. Анісімов В. Ф., Гунько І. В., Борисюк Д. В., Зіменко Д. В. Методи безрозбірного діагностування двигунів. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*, 2015. №3 (92). С. 42 - 46.
15. Анісімов В. Ф., Любін М. В., Рябошапка В. Б. Дослідження головки шатуна насоса виготовленої холодним штампуванням. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2018. № 4 (91). С. 55 - 63.
16. Анісімов В. Ф., Музичук В. І. Аналіз і вибір методів дослідження надійності автотракторних двигунів. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*, 2019. № 3 (106). С. 35 - 45.
17. Анісімов В. Ф., Музичук В. І. Визначення залишкового ресурсу паливної апаратури автотракторних дизелів математичним моделюванням із застосуванням методу малих відхилень двигунів. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*, 2020. № 3 (110). С. 4 – 15.
18. Анісімов В. Ф., Рябошапка В. Б., Єленич А. П. Модернізація конструкції системи сумішоутворення і паливоподачі тракторних дизелів для роботи на біопаливі. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*, 2020. № 4 (111). С. 135 - 152.
19. Анісімов В. Ф., Пришляк В. М., П'ясецький А. А., Бурлака С.А. Експериментальне дослідження відпрацьованих газів дизельних двигунів. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки*, 2013. № 12 (75). С. 56 – 66.

20. Анісімов В. Ф., Савчинський І. Г. Конструкція і розрахунок автомобільних і тракторних двигунів. Навчальний посібник. Вінниця: ВДТУ, 2001. 90 с.

21. Анісімов В. Ф., Єленич А. П., Мельник В. В. Моделювання роботи поршневого двигуна за нерівномірністю ходу колінчастого вала. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки*, 2013. № 2 (79). С. 5 - 9.

22. Анісімов В. Ф., Дмитрієва А. В., Севостьянов С. М. Тепловий та динамічний розрахунок автомобільних двигунів. Навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2009. 130 с.

23. Анісімов В. Ф., Серета Л. П., Рябошапка В. Б., Пясецький А. А. Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо. *Промислова гідроліка і пневматика*, 2008. №2 (20). С.101 - 106.

24. Анісімов В. Ф., Музичук В. І., П'ясецький А. А., Рябошапка В.Б. Про можливості пристосування тракторного дизеля для роботи на біопаливі. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки*, 2012. № 10. Т. 1 (58). С. 317 – 323.

25. Анісімов В. Ф., Єленич А. П., Мельник В. В. Дослідження нерівномірності частоти обертання колінчастого вала дизельних двигунів. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки*, 2013. № 2 (79). С. 77 – 81.

26. Брлоу Р. Прошан Ф. Математична теорія надійності. К: Київ, 2015. 488 с.

27. Будяк Р. В., Посвятенко Е. К., Швець Л. В, Жученко Г. А. Конструкційні матеріали і технології: навчальний посібник. Вінниця: ВНАУ, 2020. 240 с.

28. Горелік А.Л., Скрипкін В.А. Методи розпізнавання. М: Вища школа, 1981. 206 с.

29. Гулько І.В. Надійність систем та обґрунтування інженерних

рішень. Вінниця: ВДАУ, 2006. 76 с.

30. Дановський Н. С., Миколаєнко А. В. Надійність і довговічність автотракторних двигунів. Л.: Колос, 2004. 223 с.

31. Дацко М. В., Ланьoš О. М. Застосування методу декомпозиції для розв'язування задач математичного програмування з нелінійними обмеженнями. *Науковий вісник НЛТУ України: Інформаційні технології галузі*, 2008. Вип. 18 (8). С. 263 – 267.

32. Дудатьєв А. В. Розробка математичних моделей для оцінки та забезпечення безпеки промислових об'єктів. Вінницький державний технічний університет. *Вінниця*, 2000. 161 с.

33. Залож В.І. Підвищення ефективності контролю технічного стану транспортних дизелів шляхом використання методу аналітичної синхронізації даних моніторингу. Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту». Державний університет інфраструктури та технологій, Київ, 2020.

34. Ізонін І. В., Лагоцький Т. Я. Проблематика задач стохастичного моделювання в управлінні виробничими запасами. *Науковий вісник НЛТУ України : Інформаційні технології галузі*, 2012. Вип. 22(5). С. 351 – 356.

35. Калетнік Г.М. Диверсифікація розвитку виробництва біопалив - основа забезпечення продовольчої, енергетичної, економічної та екологічної безпеки України. *Вісник аграрної науки*, 2018. № 11. С. 169 - 176.

36. Капур К., Ламдерсон Л. Надійність та проектування систем. М: *Мир*, 1980. 604 с.

37. Кирнац В.І. Комплексна експлуатаційна параметрична діагностика робочого процесу транспортних дизелів. Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.20 «Експлуатація та

ремонт засобів транспорту». Одеський національний морський університет, Одеса, 2018.

38. Ковальов М.Ф., Левківський О. П. Напрямки поліпшення процесів ремонту транспортних засобів. *Вісник ЖДТУ. Серія: технічні науки*. Житомир, 2014. Вип. № 2 (69). С 164 – 167.

39. Лютий Є. М., Мартинців М. П., Тисовський Л. О. Елементи теорії технічних систем. Львів: Вид-во УкрДЛТУ, 2003. 181 с.

40. Марущак Я. Ю. Порівняльний аналіз статистичних методів діагностування механічних систем. *Науковий вісник НЛТУ України: Інформаційні технології галузі*. 2009. Вип. 19.7. С. 249–253.

41. Музичук В. І., Анісімов В. Ф., Нахайчук О. В., Козак Ю. М. Приводні вали транспортних засобів. Дослідження, проектування, експлуатація: монографія. Вінниця: ВНАУ, 2013. 337 с.

42. Налобіна О. О. Аналітичні положення прогнозування відновлення технічного стану машин для лісотехнічних робіт. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. К.: НУБіП, 2016. Вип. 241. С. 308 – 315.

43. Патрік Е. Основи теорії розпізнавання образів. М: Радянське радіо, 1980. 408 с.

44. Тітова Л. Л., Надточій О. В., Роговський І. Л. Віброакустичне діагностування циліндро-поршневої групи двигунів машин для лісотехнічних робіт: монографія. Київ: Аграр Медіа Груп, 2018. 408 с.

45. Швець Л.В., Паладійчук Ю.Б., Труханська О.О. Технічний сервіс в АПК. Том І. Навчальний посібник. Вінниця: ВНАУ, 2019. 647с.

46. Янгурський К. І., Атаманова І. В., Фаст В. М. Прогнозування технічного стану виробів методами статистичної класифікації. *Науковий вісник НЛТУ України: Технологія та устаткування деревообробних підприємств*, 2006. Вип. 16 (1). С. 198 – 204.

## ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

**Анісімов Віктор Федорович** – доктор технічних наук, професор, професор кафедри агроінженерії та технічного сервісу інженерно-технологічного факультету Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна), e-mail: [anisimov@vsau.vin.ua](mailto:anisimov@vsau.vin.ua); профіль науковця ORCID: [0000-0002-3349-1630](https://orcid.org/0000-0002-3349-1630) (<https://orcid.org/0000-0002-3349-1630>); Researcher ID: M-1432-2018.

**Труханська Олена Олександрівна** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри агроінженерії та технічного сервісу інженерно-технологічного факультету Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна), e-mail: [seaswallow@ukr.net](mailto:seaswallow@ukr.net); профіль науковця ORCID: [0000-0001-8481-8878](https://orcid.org/0000-0001-8481-8878) (<https://orcid.org/0000-0001-8481-8878>); [Scopus Author ID: 57203904657](https://scopus.com/authid/detail.uri?authorID=57203904657) Researcher ID: L-8191-2018.

**Швець Людмила Василівна** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри агроінженерії та технічного сервісу інженерно-технологічного факультету Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, e-mail: [shlv0505@i.ua](mailto:shlv0505@i.ua); профіль науковця ORCID: [0000-0002-4364-0126](https://orcid.org/0000-0002-4364-0126) (<https://orcid.org/0000-0002-4364-0126>).



Наукове видання

**Анісімов Віктор Федорович  
Труханська Олена Олександрівна  
Швець Людмила Василівна**

# **РОЗПІЗНАВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛІВ ПО МАЛИХ ВІДХИЛЕННЯХ ПАРАМЕТРІВ**

**Монографія**

Викладено в авторській редакції

Підписано до друку 07.07.2022.  
Формат 60x84/16. Папір офсетний.  
Друк цифровий. Друк. арк. 11.  
Умов. друк. арк. 10,93. Обл.-вид. арк. 6.  
Наклад 100 прим. Зам. № 2851.

Віддруковано з оригіналів замовника.  
ФОП Корзун Д.Ю.

Видавець та виготовлювач ТОВ «ТВОРИ».  
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи  
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів  
видавничої продукції серія ДК № 6188 від 18.05.2018 р.  
21034, м. Вінниця, вул. Немирівське шосе, 62а.  
Тел.: 0 (800) 33-00-90, (096) 97-30-934, (093) 89-13-852.  
e-mail: info@tvoru.com.ua  
<http://www.tvoru.com.ua>