

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ  
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ  
ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: **“Дослідження методу вибору передавального числа силової установка автомобіля класу N<sub>1</sub>”**

Виконав: студент групи Ат-62  
Спеціальності 274 "Автомобільний транспорт"  
(шифр і назва)  
Іван СИВИЙ  
(ім'я та прізвище)  
Керівник: Ростислав ПАСЛАВСЬКИЙ  
(ім'я та прізвище)

Дубляни 2024

УДК 631.3.004.

Сивий І. В. Дослідження методу вибору передавального числа силової установки автомобіля класу  $N_1$ : кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський НУП, 2024. 90 с.

11 рис., 2 табл., 28 літ. джерел.

У магістерській роботі проведені дослідження показали, що напрям з підвищення паливної економічності автотранспортного засобу шляхом узгодження параметрів двигуна і трансмісії дозволяє значною мірою зменшити витрату палива в комплексі сталих і часткових режимів руху, зокрема при русі в умовах міського UDC і магістрального EUDC їздових циклів. Поставлені завдання вирішені за допомогою розрахунково-експериментального методу раціонального вибору конструкційних і режимних параметрів силової установки автомобіля при його русі в заданих експлуатаційних умовах.

## З М І С Т

ВСТУП .....	6
1. АКТУАЛЬНІСТЬ І ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	7
1.1. Шляхи підвищення паливної економічності автомобілів в експлуатаційних умовах .....	7
1.2. Існуючі теоретичні та експериментальні методи досліджень .....	12
1.3. Їздові цикли автомобіля .....	16
1.4. Методи досліджень .....	17
Висновки до розділу .....	22
2. ПРИНЦИПИ ОПТИМІЗАЦІЇ І МАТЕМАТИЧНИЙ ОПИС ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛЯ .....	23
2.1. Швидкісні характеристики двигуна і втрати в коробці передач .....	23
2.2. Приведена потужність опору руху автомобіля .....	32
2.3. Принципи і засоби апроксимації .....	39
Висновки до розділу .....	41
3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	43
3.1. Устаткування для виконання стендових і дорожніх досліджень .....	43
3.2. Методика і прилади для вимірювань витрат палива та повітря .....	48
3.3. Апаратура для визначення моменту обертання .....	56
Висновки до розділу .....	62
4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ .....	64
4.1. Результати лабораторних досліджень і їх аналіз .....	64
4.2. Результати оптимізації передавального числа трансмісії .....	69
Висновки до розділу .....	72
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАСЕЛЕННЯ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ .....	74
5.1. Основні завдання охорони праці .....	74
5.2. Аналіз стану охорони праці в транспортному підприємстві .....	74
5.3. Організація охорони праці .....	76
5.4. Техніка безпеки для виконання автомобільних перевезень .....	80

5.5. Захист населення у надзвичайних ситуаціях .....	82
Висновки до розділу .....	85
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....	86
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	88

## ВСТУП

Однією з найважливіших складових сучасного етапу розвитку автомобільного транспорту є взаємозв'язок паливно-економічних і тягово-швидкісних властивостей. Це забезпечує комерційну ефективність експлуатації автомобіля та його конкурентоспроможність на ринках збуту.

Дані експлуатаційні властивості, згідно [1, 2], об'єднані питомим показником паливної економічності - шляховою витратою палива в умовах відповідних режимів руху (комплексу їздових циклів). Розробка заходів, направлених на зниження даного показника є пріоритетним завданням етапів проектування і технічної експлуатації автотранспортних засобів, оскільки систематично відбувається зростання вартості палива та посилюються екологічні вимоги [3].

Це завдання може ефективно розв'язуватися двома шляхами [4].

Перший полягає в застосуванні прогресивніших в технічному плані та, як наслідок, дорожчих окремих вузлів і агрегатів, кожний з яких володіє вищим значенням ККД. Цей шлях є традиційним для практики світового автомобілебудування.

Другий шлях - це підвищення середньо експлуатаційного значення загального ККД двигуна і трансмісії, узгодження їх параметрів за рахунок забезпечення раціональних режимів роботи. Відповідна практична реалізація вимагає розробки методики математичного моделювання процесу руху автомобіля з урахуванням впливу несталих режимів на дані паливно-економічні та тягово-швидкісні властивості.

Відомо, що загальна економічна ефективність технічних дій для поліпшення паливної економічності визначається багато в чому самим об'єктом, відносно якого застосовуються дані заходи. В кваліфікаційній роботі представлено дослідження комерційного автомобіля FORD Transit (Single Cab) з двигуном Ford E5FA.

# 1. АКТУАЛЬНІСТЬ І ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕНЬ

## 1.1. Шляхи підвищення паливної економічності автомобілів в експлуатаційних умовах

Конкурентоспроможність та економічна ефективність експлуатації автомобіля визначаються безліччю параметрів, основними серед яких є: довговічність, безвідмовність, питома продуктивність, паливна економічність (енергетична ефективність) і комплексна безпека.

Для оцінки загального впливу досліджуваних параметрів на економічну ефективність експлуатації застосовується комплексний критерій - величина експлуатаційних витрат, віднесена до одиниці виконаної транспортної роботи [11]. Основними експлуатаційними витратами є витрати на паливо (51-64% від загальних фінансових витрат). Тому, одним з найефективніших напрямів для зниження експлуатаційних витрат є підвищення паливної економічності автотранспортних засобів.

Поняття паливної економічності автомобіля традиційно є узагальненим і включає сукупність оцінних показників, від яких, залежить споживання палива в певних експлуатаційних умовах [1, 2, 11, 14].

Ці показники є питомими фізичними величинами і для автомобіля, який приводиться в рух за допомогою ДВЗ, представлені типовим набором параметрів, які характеризують, його паливну економічність:

$G_V$ - об'ємна витрата палива, л/год;

$g_e$ - ефективна питома витрата палива ДВЗ, г/(кВт-год);

$Q_w$  - витрата палива на одиницю транспортної роботи, л/(100 т-км);

$Q_s$  - шляхова витрата палива, л/100 км.

У технічній експлуатації паливно-економічна ефективність транспортного автомобіля визначається, як правило, середнім значенням пальної витрати палива. Для автотранспортних засобів категорій N1 та M1 цей параметр як оцінний критерій може бути представлений як у вигляді ТЕХ - паливно-економічної характеристики сталого руху автомобіля за різних значеннях кое-

фіцієнтів опору руху [13], так і у вигляді середнє інтегрального значення, отриманого під час руху автомобіля в умовах типового набору послідовних режимів руху (їздового циклу) в умовах виконання стендових або дорожніх випробувань [1, 2, 15].

Останній варіант визначення шляхової витрати палива, як оцінного критерію відносної паливної економічності, вважається в світовій практиці найпріоритетнішим, оскільки окрім руху з постійною швидкістю дозволяє враховувати інші режими, характерні для нормальних умов експлуатації автомобілів: роботу двигуна в режимі примусового холостого ходу, а також без навантаження та розгін. В цьому випадку величина шляхової витрати палива є комплексним показником, що враховує годинні та шляхові параметри паливної економічності з урахуванням розподілу відповідних режимів руху за часом.

За кордоном широко поширені три типи їздових циклів, що включають як міські, так і заміські ділянки руху: цикл США - EPA Federal test (FTP 72/75 (1978) /SFTP US06/SC03 (2008)), Європейський - NEDC (ECE15 (1970) /EUDC (1990)), і цикл Японії (10-ти режимний / 10-15 режимний (1983) /JC08 (2008)). Окрім режимів руху для їздових циклів одночасно регламентуються особливі умови проведення випробувань.

Ці їздові цикли розроблені на підставі статистичного аналізу режимів руху автотранспортних засобів в різних країнах і призначені, головним чином, для відносно достовірного визначення в типових умовах показників екологічності і паливної економічності автомобілів, а також для їх офіційного затвердження [5, 8].

З 2007 року, відповідно до діючих правил Європейською економічною комісією ООН (UNECE), для оцінки показників паливної економічності та екологічності легких комерційних автомобілів розробляється Всесвітній гармонізований їздовий цикл (WLTP) [16], який призначений для офіційного затвердження даних типів автотранспортних засобів за єдиною процедурою; вступив у силу WLTP в 2017 р.

Таким чином, найпріоритетнішим оцінювальним показником паливної економічності в експлуатаційних умовах для автомобілів категорії N1, який з відносно високою достовірністю показує інформацію про економічну ефективність їх застосування, справедливо рахувати шляхову витрату палива, визначену з урахуванням відповідних норм і правил на підставі вибраного їздового циклу.

З позиції енергетичної ефективності даний питомий оцінний показник доцільно розглядати у вигляді масової а не об'ємної витрати оскільки необхідна величина роботи (енергії), необхідна у кожному конкретному випадку для двигуна, пропорційна саме масовій кількості витраченого палива та обумовлена його нижчою теплотою згорання. Крім того, під час дослідження відносного споживання палива в умовах однакових їздових циклів, даний оцінний показник доцільно замінити величиною сумарної маси палива, витраченого автотранспортним засобом за їздовий цикл:

$$m_{al} = \int_0^{t_y} G dt, \quad (1,1)$$

де  $G$ - масова витрата палива, г/с;  $t_y$  - загальний час їздового циклу, с.

Пріоритетною задачею є розробка заходів, направлених на зниження даного показника, як в процесі проектуванні, так і під час експлуатації автотранспортних засобів.

Відомо, що витрата палива автомобіля в заданих експлуатаційних умовах визначається рядом чинників - характеристиками двигуна, трансмісії та ходової частини, масою, формою кузова [13].

Форму кузова, масово-габаритні параметри, і конфігурацію ходової частини можна віднести до інерційно-дисипативних конструкційних параметрів автомобіля, які зумовлюють процеси витрати енергії для виконання транспортної роботи. Напряму, пов'язаний із зменшенням спорядженої маси, вимагає застосування інших технологій та конструкційних матеріалів для їх обробки. Цей процес з урахуванням забезпечення вимогам з жорсткості, міцності та пасивній безпеці, супроводжується значним дорожчанням конструкції транспортного



автомобіля і, як правило, не дає однозначного підвищення економічної ефективності його експлуатації. Форма кузова і габаритні розміри приймаються відповідно до основних режимів руху та призначення автотранспортного засобу і, значною мірою, впливають на його витрату палива, в основному, під час руху по магістралях.

Друга група чинників, що впливають на витрату палива, - ефективні показники двигуна, динамічні та кінематичні характеристики трансмісії, - навпаки, визначає потужність, що розвивається, трансформацію і передачу її складових до привідних коліс, а також супутні при цьому втрати енергії, які є вельми істотними [14]. Так, наприклад, для автомобілів категорії N загальний ККД двигуна і трансмісії за різних режимів руху може змінюватися в межах 0,05 - 0,35 [13]. Таким чином, поліпшення питомої паливної економічності автотранспортного засобу потрібно забезпечувати за рахунок збільшення ККД таких його систем, вузлів і агрегатів, для яких характерні найбільші втрати енергії. У автотранспортних засобів такими є двигун і трансмісія [8].

Традиційний для практики світового автомобілебудування відповідний напрям, який полягає в застосуванні досконаліших відносно енергетичної ефективності агрегатів та вузлів, що володіють порівняльно вищим значенням ККД. Для прикладу можна вказати на використання двигунів і трансмісій з великими питомими навантаженнями, меншими маховими масами та втратами на тертя - характеризується істотним дорожчанням підсумкової вартості автотранспортного засобу, а також значним ускладненням його конструкції. При всьому цьому, сучасний рівень розвитку автомобільних двигунів та трансмісій визначається відомими обмеженнями по їх технічному вдосконаленню: термічною і механічною міцністю деталей, організацією дійсних термодинамічних циклів та робочих процесів, а також вимогами екологічної безпеки [11].

Відомий також інший напрям, що передбачає підвищення паливної економічності автомобіля збільшенням середньо експлуатаційного значення загального ККД двигуна і трансмісії шляхом узгодження їх характеристик за рахунок забезпечення раціональних режимів роботи. Науково-практична реалізація

цього напрямку є задачею оптимізації, яка при комплексному підході вимагає, по-перше, наявності методики математичного моделювання процесу руху автомобіля, заснованої на функціональних залежностях швидкісних характеристик двигуна, втрат в трансмісії. По-друге зв'язана з певними складнощами зв'язку поточних значень режимних параметрів систем управління з параметрами режиму руху автомобіля. Вирішення приведених питань вимагає розробки відповідних методів і засобів для експериментальної оцінки процесів, що вивчаються [14].

Якнайкращим варіантом, що забезпечує найбільшу ефективність для зниження шляхової витрати палива, є поєднання двох розглянутих напрямів; проте даний процес пов'язаний із зростанням остаточної вартості автотранспортного засобу, а також із значним збільшенням трудомісткості проектування.

Таким чином, беручи до уваги величину очікуваного корисного ефекту, а також порівняльно невисоку підсумкову вартість відповідних заходів щодо підвищення питомої паливної економічності, можна зробити висновок, що певний практичний інтерес для автомобілів даної категорії представляє напрям з підвищення питомої паливної економічності за рахунок узгодження параметрів ДВЗ і трансмісії відповідно до умов експлуатації.

Даний напрям фактично полягає, в необхідності рішення задачі оптимізації, що передбачає розробку відповідної методики для пошуку таких значень вибраних конструктивних і режимних параметрів системи управління, поєднання яких забезпечуватиме найвигідніше з можливих значень вибраного критерію оптимізації - наприклад, даного оцінного показника паливної економічності (1.1) [8].

## 1.2. Існуючі теоретичні та експериментальні методи досліджень

Відповідно до відомих досліджень в даному напрямі, а також прикладами рішення подібного роду оптимізаційних задач [9, 10, 11, 14], практична реалізація підвищення питомої паливної економічності автомобіля пов'язана з необхідністю вибору відповідного оцінного критерію і оптимізаційних параметрів, а також способу побудови цільової функції і пошукового методу для її аналізу.

У роботах [5, 6, 8, 12], які виконані в даному напрямі, пропонується як критерій оптимізаційної задачі застосовувати залежність (1.1) з урахуванням додаткових часткових критеріїв - для окремої оцінки динамічних (наприклад, показника середнього часу подолання мірної ділянки шляху) і екологічних якостей автотранспортного засобу. Даний підхід застосовується з метою вибору необхідного балансу між тяговою динамікою і паливною економічністю, або для оцінки ефективності експлуатації за допомогою комплексного паливно-екологічного критерію. Як правило, цей підхід по формуванню критерію, як комплексної величини, характеризується наявністю параметра пріоритетності, шляхом вибору значень які забезпечуються відносним впливом часткових складових на підсумкове значення даного комплексного критерію.

Пропонований метод не дозволяє застосувати універсальну блочно-модульну структуру процесу узгодження параметрів ДВЗ і трансмісії, що передбачає незалежну оцінку впливу оптимізаційних параметрів на часткові складові оцінювального критерію. Крім того, дані додаткові критерії, на відміну від основного, визначального виразом (1.1) і регламентується приймальними випробуваннями [2], можуть бути значною мірою диференційовані. Наприклад, як додаткові приватні критерії відоме застосування: показника середнього часу подолання мірної ділянки шляху - 100, 400 або 1000 м [5], середнього значення динамічного чинника в заданому діапазоні швидкостей, вартості відшкодування екологічного збитку, питомої концентрації шкідливих речовин у складі відпрацьованих газів і т.д. Також слід враховувати, що легкі комерційні автомобілі категорій N і M1 мають повну масу до 3500 кг, володіють, звичайно, невисо-

кою енергоозброєністю порівняно з легковими автомобілями - це зумовлює значне звуження діапазону значень функції пріоритетності впливу додаткових критеріїв. Тому для умов магістралей і міст раціонально в якості критерію оцінювання підвищення економічної ефективності експлуатації автомобілів приймати величину  $m_{al}$  дозволяючу комплексно враховувати як паливно-економічні, так і тягово-швидкісні властивості [2]. Можливість обліку додаткових часткових критеріїв при цьому може бути передбачена на етапі коректування отриманих результатів.

Вирішуючи задачу узгодження характеристик ДВЗ і трансмісії, як оптимізаційні параметри традиційно приймаються передавальні числа (ПЧ) коробки передач і головної передачі, оскільки їх значення в процесі руху автомобіля обумовлюють функції режимних параметрів системи управління, якими визначається, у результаті, його паливна економічність [4, 5, 6]. При цьому параметрами задачі оптимізації є тільки ПЧ вищих передач, оскільки значення ПЧ першої передачі визначається можливістю подолання заданого максимального опору руху [16]. Для автомобілів, оснащених механічною КП, дана постановка задачі є однією з найрезультативніших з погляду співвідношення трудомісткості та вартості модернізації до отриманої у результаті економічної ефективності в заданих експлуатаційних умовах. Подальший розвиток цього напрямку, пов'язаний з розширенням числа варійованих величин, наприклад, за рахунок конструкційних параметрів ДВЗ або трансформатора моменту обертання (що не є механічною коробкою передач), безумовно є результативнішим відносно підвищення паливної економічності, проте пов'язано з необхідністю проведення значних додаткових досліджень по впливу вибраних конструкційних параметрів на оцінні показники енергетичної ефективності агрегатів.

Механічні дискретні автомобільні трансмісії володіють відносно невисокою вартістю, компактністю, високим ККД і ресурсом, надійністю, стійкістю до динамічних перевантажень, широкими можливостями необхідних компоновальних рішень, а також заданих діапазонів та рядів передавальних чисел. Саме ці якості, при наявних недоліках (обумовлених головним чином дискретністю у

виборі ПЧ), визначають практично повсюдне застосування даного типу трансмісій в легких комерційних транспортних автомобілях категорій N і M1. Простота конструкції даних трансмісій дозволяє порівняно нетрудомісткими конструктивними діями вносити зміни в значення ПЧ як на етапі виробництва, так і в процесі технічної експлуатації автотransпортного засобу - тим самим забезпечуючи можливість створення модифікацій базового автомобіля. Наприклад, за умови його оснащення різними моделями ДВЗ; або для автоматичними трансмісіями, які володіють різною вантажопідйомністю, а також якщо вони призначені для експлуатації в інших країнах, або до них пред'являються особливі експлуатаційні вимоги.

Відомо безліч методів для побудови ряду ПЧ проміжних передач трансмісії. Наприклад, відповідно до закону геометричної прогресії [17]:

$$U_{(m)} = \sqrt[n_m-1]{U_{(1)}^{n_m-m}} \quad (1.2)$$

де  $m$  - порядковий номер передачі;

$n_m$  - кількість передач в КП;

$U_{(1)}$  – передавальне число першої передачі.

Як показали дослідження Н. К. Кулікова високі показники приємності, забезпечуються по умові динамічного ряду. Для  $n_m = 5$ :

$$\frac{U_{(4)}}{U_{(5)}} \approx \frac{4}{3}; \quad \frac{U_{(3)}}{U_{(4)}} \approx \frac{3}{2}; \quad \frac{U_{(2)}}{U_{(3)}} \approx 2,0. \quad (1.3)$$

Окрім критерію найбільшої інтенсивності розгону, відомі інші підходи до вибору ПЧ трансмісії. Наприклад Н. Я. Говорущенко рекомендує вибирати ПЧ так, щоб вони були мінімальними по зусиллю і швидкості, а як додатковий параметр розглядає середнє значення ПЧ на маршруті:

$$U_{(m)} \Leftrightarrow [j_{cp(m)} \Rightarrow \max \cup V_{K(m)} \Rightarrow \max] \quad (1.4)$$

де  $U_{VD(m)}$  – передавальне число трансмісії, відповідне певній швидкості  $VD$  на ділянці дороги  $li$  протяжністю з сумарним опором  $\psi$ .

У роботі Г. А. Смірнова розв'язується задача вибору ПЧ трансмісії «розгінної передачі» з умови отримання якнайкращої характеристики розгону. По-

будова оптимального ряду ПЧ при цьому здійснюється на основі комплексного критерій ефективності, що містить параметри пріоритетності впливу часткових критеріїв.

І.Ф. Дьяков пропонує як цільова функція застосовувати залежність:

$$f(U_{(m)}) = \int_0^t \frac{G_{vj}}{m_{II}} dt \longrightarrow \min, \quad (1.5)$$

де  $G_{vj}$  - витрата палива за  $j$ -й проміжок часу в процесі розгону автомобіля повною масою  $m_{II}$  за умови повній подачі палива.

А. А. Токарев обгрунтовує закономірність побудови ряду ПЧ шляхом проведення аналогії з «ідеальною трансмісією» [2]. Даний метод передбачає, що якщо швидкість автомобіля за умови роботи двигуна в режимі максимальної потужності плавно змінюється залежно від опору руху, то функція ПЧ безступінчатого трансформатора моменту обертання («ідеальної трансмісії»), є рівносторонньою гіперболою. Виходячи з цього ряд ПЧ коробки буде тим ближче до раціонального, та більш відповідатиме гіперболічній залежності - гармонійному ряду ПЧ

Таким чином, напрям з підвищення паливної економічності автомобіля за рахунок узгодження параметрів ДВЗ і трансмісії є сьогодні особливо актуальним та вимагає створення таких оптимізаційних методів для узгодження параметрів двигуна і трансмісії, які з достатньо високою достовірністю описуватимуть паливно-економічні і екологічні властивості автомобіля в умовах конкретного їздового циклу. Вони повинні передбачати вирішення і багатокритерійних задач з оптимізації, зокрема і для систем управління перспективних автотранспортних засобів, які дозволяють більшою мірою, по відношенню до механічних КП, забезпечувати якісний взаємозв'язок паливно-економічних та тягово-швидкісних властивостей.

### 1.3. Їздові цикли автомобіля

Як було відмічено, на паливну економічність автомобіля, крім конструкційних чинників, ключовий вплив роблять режими його руху та інші експлуатаційні умови. Зокрема, значення даного оцінного показника витрати палива значною мірою визначатиметься типом їздового циклу, вибраного для проведення досліджень. Даний вибір залежить від діючих державних стандартів у області затвердження автотранспортних засобів, а також від категорії самого досліджуваного автомобіля.

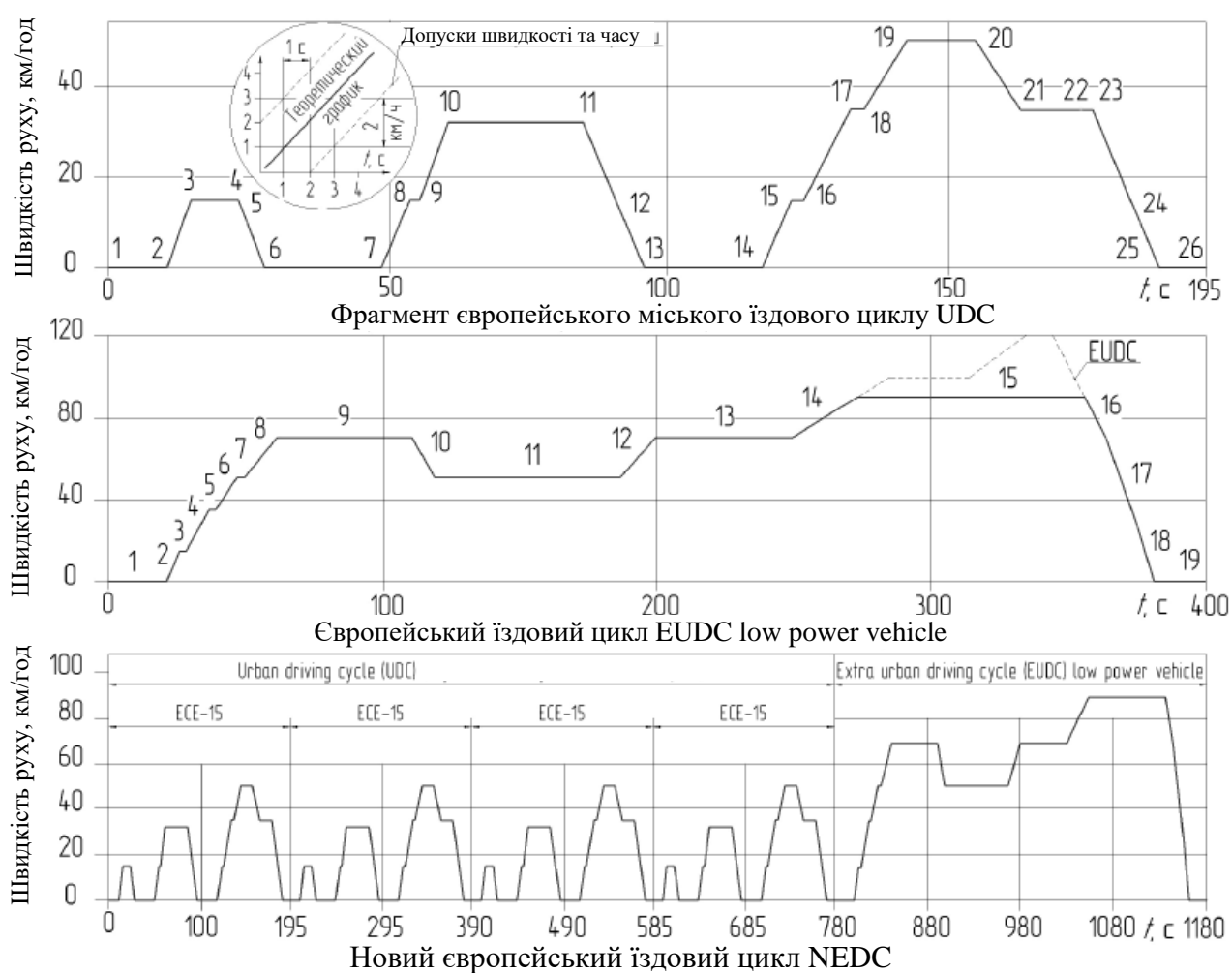


Рисунок 1.1. Новий європейський їздовий цикл NEDC і його складові: міський їздовий цикл UDC, а також магістральний їздового циклу EUDC

В даний час для офіційного затвердження автомобілів категорій N1 і M1 відносно вимірювання витрати палива застосовується Новий європейський їздовий цикл (NEDC) - відповідно до дії Правил ЕЕК ООН №101 [1 2].

На основі цих даних, в кваліфікаційній роботі як групи режимів руху, зумовлюючих оцінний показник паливної економічності вибраного автомобіля, прийнятий їздовий цикл NEDC, що складається з послідовного виконання міської та магістральної ділянок - UDC і EUDC low power vehicle відповідно.

Міська ділянка складається з послідовного виконання 4-х фрагментів ECE-15. Підбір варіантів магістрального їздового циклу EUDC low power vehicle обумовлений показником енергоозброєності даної моделі автомобіля, максимальна швидкість якого нижча, ніж що регламентується базовим варіантом їздового циклу EUDC (115 км/год проти 120 км/год). У EUDC low power vehicle передбачена максимальна швидкість руху 90 км/год.

#### **1.4. Методи досліджень**

Беручи до уваги порівняно невисоку енергоозброєність легких комерційних автомобілів (категорій N1 і M1), як критерій оптимізаційної задачі за погодженням параметрів двигуна і трансмісії, вибрана величина  $m_{ai}$  (1.1). Це дозволяє комплексно враховувати як паливно-економічні, так і необхідні для можливості руху в умовах їздового циклу NEDC тягово-швидкісні властивості автотранспортного засобу. Можливість врахування додаткових часткових критеріїв, рекомендованих для застосування відомими дослідженнями в даному напрямі, передбачена на етапі коректування результатів оптимізації. Така послідовність дозволила застосувати універсальну блоково-модульну структуру процесу узгодження параметрів трансмісії та двигуна, яка передбачає незалежну оцінку впливу оптимізаційних параметрів на часткові складові вибраного критерію.



Враховуючи поставлене завдання з погодженням параметрів двигуна і трансмісії, та беручи до уваги конфігурацію системи управління вибраної моделі автомобіля, як оптимізаційні параметри визначені:

1. Передавальні числа передач трансмісії вищі першої .
2. Залежності режимних параметрів ДВЗ - як функції від часу руху в їздовому циклі.

Задача оптимізації, що розглядається в кваліфікаційній роботі, має достатнє граничне визначення. Оскільки набір обмежень відносно розподілу режимів руху автомобіля за часом міститься в самому формулюванні пріоритетного критерію (1.1), на функції режимних параметрів ДВЗ накладаються обмеження у вигляді експлуатаційного діапазону їх значень, що допускається, а число передач в трансмісії не змінюється.

Для побудови цільової функції критерію оптимізації застосовують розрахунково-дослідницьку методику побудови. Беручи до уваги кількість варійованих параметрів, як пошуковий метод, прийнятий диференціальний аналіз на екстремум. Даний аналіз цільової функції зводиться до пошуку таких значень її аргументів (оптимізаційних параметрів), за яких досягається мінімізація величини  $m_{al}$ .

Значення вибраного критерію  $m_{al}$ , визначені цільовою функцією, розраховуються під час виконання процедури чисельного моделювання процесу руху автомобіля в умовах вибраного їздового циклу. В основі даної методики містяться математичні моделі швидкісних характеристик двигуна, характеристики режимів руху в умовах їздового циклу, а також характеристики втрат потужності в трансмісії, характеристики приведеної потужності опору руху з урахуванням втрат в агрегатах приводу і ходової частини.

Для побудови математичних моделей швидкісних характеристик ефективної потужності та ефективної питомої витрати палива ДВЗ, а також характеристики приведеної потужності опору руху автомобіля вибраний експериментальний метод, заснований на дослідженні як сталих, так і несталих режимів.

Такий підхід є складним і трудомістким, проте забезпечує найбільшу достовірність результатів, отриманих завдяки чисельного моделювання процесу руху автомобіля зі змінними швидкостями.

Для визначення ефективної питомої витрати палива застосовують об'ємний метод, який заснований на попередньому експериментальному аналізі динамічної продуктивності форсунок. Виконання стендових випробувань дозволяє з відносно високою достовірністю визначати фактичну величину об'ємної циклової подачі палива [9].

За допомогою спеціального трансмісійного динамометра, що дозволяє реєструвати умовно-миттєві значення обертового моменту на несталих режимах визначаються в процесі виконання стендових і дорожніх випробувань параметри потоку потужності, що впливає на ефективну потужність ДВЗ, а також приведену потужність опору руху автомобіля.

Дані математичні моделі представлені апроксимуючими залежностями даних, отриманих дослідним шляхом.

З урахуванням моделі автомобіля, що розглядається в кваліфікаційній роботі, беручи до уваги вибраний критерій для оцінки його паливної економічності, а також з урахуванням параметрів і функцій процесу оптимізації, основна мета цих дослідження полягає в розробці методу для побудови ряду передач механічної ступінчастої трансмісії, яка забезпечує мінімальну шляхову витрату палива в умовах прийнятого їздового циклу. На підставі прийнятого підходу для побудови необхідних математичних моделей, а також для виконання процедур чисельного моделювання процесу руху автомобіля і аналізу цільової функції критерію, виконання методу оптимізації здійснюється відповідно до приведеної на рис. 1.2 схеми.

Початковими даними приведенного процесу є блоки №1 і №2 структурної схеми - перший здійснює постановку завдання оптимізації: критерій, параметри і обмеження; другий містить динамічні математичні моделі швидкісних характеристик ДВЗ, характеристик втрат в трансмісії, а також функцію приведенної потужності опору руху.



Рисунок 1.2. Структурна схема методу оптимізації передавальних чисел механічної трансмісії

Блок №3 призначений для отримання попередніх результатів оптимізації, відповідно до основного критерію, шляхом аналізу цільової функції, сформованої методом чисельного моделювання процесу руху автомобіля в умовах їздового циклу. В цьому розрахунковому блоці передбачається рішення додаткових оптимізаційних задач - на підставі прийнятих відповідних додаткових часткових критеріїв, а також з урахуванням вибору їх пріоритетності.

Четвертий блок застосовується з метою коректування оптимізованих значень передавального числа відповідно до геометричних особливостей констру-

кції коробки передач - створюється рекомендований до застосування ряд передавальних чисел.

В п'ятому блоці здійснюється аналіз економічної ефективності в процесі застосування рекомендованого ряду передавальних чисел. Виконується загальна оцінка даного заходу відносно змісту задачі оптимізації та конкретного автомобіля.

Застосування динамічних математичних моделей в представленій методиці, побудованих на підставі експериментальних даних, дозволяє чисельно вирішувати багатопараметричні та багатокритерійні задачі оптимізації для вибору раціональних параметрів автомобільних силових установок з високою мірою достовірності. Ця задача особливо актуальна для їх перспективних конструкцій. Пропонований підхід характеризується своєю гнучкістю вибору додаткових часткових критеріїв і параметрів, універсальністю застосування, а також не вимагає проведення великого обсягу випробувань.

## Висновки до розділу

Проведений аналіз сучасного стану розробки вибраного напрямку досліджень дозволив виділити в рамках даної проблематики основні принципи, складнощі та пріоритети в розвитку методик за погодженням параметрів двигуна і трансмісії автотранспортних засобів. Цей напрям містить відносно високий потенціал підвищення паливної економічності автомобіля, оскільки воно пов'язане з робочими процесами в його вузлах, агрегатах і системах, які характеризуються найбільшими втратами енергії. Прямий зв'язок цього напрямку з процедурами сертифікації автотранспортних засобів обумовлює потенційну можливість підвищення їх конкурентоспроможності за рахунок розробки та впровадження комплексних оптимізаційних методів з раціонального вибору параметрів силових установок (зокрема і перспективних) відповідно до типу та призначення проектного або модернізованого автомобіля.

Таким чином, основною метою кваліфікаційної роботи є дослідження методу підвищення паливної економічності вантажного автомобіля малої вантажопідйомності (категорії N1) за рахунок оптимізації параметрів його силової установки.

## **2. ПРИНЦИПИ ОПТИМІЗАЦІЇ І МАТЕМАТИЧНИЙ ОПИС ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛЯ**

Достовірність результатів оптимізації режимних параметрів силової установки та конструкційних автомобіля багато в чому визначається якістю виконання відповідного моделювання процесу руху автомобіля в умовах вибраного їздового циклу. Результати досліджень визначаються прийнятими математичними моделями даних характеристик автомобіля, ключовою проблемою при побудові яких є ступінь адекватності опису відповідних фізичних процесів.

У кваліфікаційній роботі основна увага в процесі розробки необхідних моделей надана вибору великої кількості функціональних залежностей, які повинна відповідати умовам протікання досліджуваних процесів, що заміщаються, в яких вони знаходяться при виконанні подальшого чисельного експерименту. Крім того, особливого розгляду вимагають процеси математичного опису даних, отриманих дослідним шляхом.

### **2.1. Швидкісні характеристики двигуна і втрати в коробці передач**

Ступінь адекватності математичної моделі швидкісних характеристик ДВЗ має особливу важливість під час виконання чисельного моделювання процесу руху автомобіля, оскільки переважно роботою двигуна визначаються динамічні, економічні та екологічні якості відповідного автотранспортного засобу.

Застосування в кваліфікаційній роботі математичної моделі, побудованої на підставі експериментальних даних з урахуванням несталих режимів роботи, дозволяє враховувати зв'язок ефективних показників ДВЗ між собою, а також характер їх зміни при відповідних часткових та повних навантаженнях. Це забезпечує підвищення достовірності результатів визначення тягово-швидкісних і паливно-економічних властивостей автомобіля шляхом чисельного моделювання процесу його руху [7].

З метою функціонального визначення математичної моделі швидкісних характеристик ДВЗ в кваліфікаційній роботі розв'язувалися наступні завдання:

- 1) аналіз і систематизація існуючих варіантів опису швидкісних характеристик автомобільних двигунів, підходів до їх побудови і організації;
- 2) визначення такого варіанту характеристики, який найбільш прийнятний для побудови математичної моделі з урахуванням несталих режимів, а також питань вимірювання необхідних параметрів при виконанні експериментальних досліджень відповідно до конструкційних особливостей досліджуваної моделі ДВЗ.

Під сталим режимом роботи двигуна приймається такий режим, за якого параметри регулювання та ефективні показники не змінюються в часі (або змінюються в межах  $\pm 0,2\%$  впродовж 30 с, [13]); відповідно, несталий режим визначається за недотримання даної умови.

Ефективні показники двигуна є функціями від частоти обертання колінчастого валу і навантаження за умови коли не змінюються регулювання систем подачі палива та запалення, а також за однакових зовнішніх умов [14]. Дані залежності, описані графічно або аналітично, у відповідних літературних джерелах іменуються різним чином: «універсальна характеристика» або «характеристика з великою кількістю параметрів».

У кваліфікаційній роботі дана система функцій класифікована як «універсальна статична характеристика» (УСХ) двигуна, що вказує на її приналежність до сталих режимів роботи двигуна. Ця характеристика визначається залежностями ефективної потужності та ефективної питомої витрати палива (або ефективного ККД) як функціями від основних параметрів регулювання двигуна - коефіцієнта використання потужності та частоти обертання колінчастого валу:

$$N_e = f(n, k), \quad (2.1)$$

$$g_e = f(n, k), \quad (2.2)$$

де  $N_e$  - ефективна потужність;

$g_e$  - ефективна питома витрата палива;

$n$  - частота обертання колінчастого валу;

$k$  - коефіцієнт використання потужності (під час роботи двигуна в режимі часткового навантаження характеризує частину потужності / моменту обертання по відношенню до відповідних величин, характерних для повного навантаження при поточній частоті  $n$ ), визначається залежністю:

$$k = \frac{N_{e(n)}}{N_{eBCX(n)}} = \frac{M_{e(n)}}{M_{eBCX(n)}}, \quad (2.3)$$

де  $N_{e(n)}$  - поточне значення ефективної потужності за частоти обертання  $n$ ;

$N_{eBCX(n)}$  - максимальної значення ефективної потужності за частоти обертання  $n$  (при роботі двигуна на зовнішній швидкісній характеристиці);

$M_{e(n)}$  - поточне значення моменту обертання, при частоті  $n$ ;

$M_{eBCX(n)}$  - максимальне значення моменту обертання, при частоті  $n$ .

Коефіцієнт  $k$  оцінює ступінь завантаження двигуна під час його роботи в режимі часткових навантажень і зумовлюється частотою обертання колінчастого валу та положенням регулюючого органу. За умови повного навантаження (повна подача палива, повністю відкрита дросельна заслінка)  $k=1$ , тобто двигун працює за зовнішньою швидкісною характеристикою. У деяких відомих роботах замість коефіцієнта використання потужності відповідним аргументом універсальної швидкісної характеристики є ефективна потужність або момент обертання, середній ефективний тиск в циліндрі двигуна[14]. Перевага застосування коефіцієнта  $k$  в універсальній швидкісній характеристиці зумовлена повним заповненням діаграми. Тобто функція визначена у всьому діапазоні можливих значень аргументів), полегшенням операції аргументами і функціями характеристики в процесі роботи з відповідною математичною моделлю, а також відносною простотою відтворення навантаження на двигун за умови сталого режиму його роботи.



На рис. 2.1 а, як приклад, представлена універсальна характеристика ДВЗ Ford E5FA. Її поверхні побудовані шляхом апроксимації експериментальних даних.

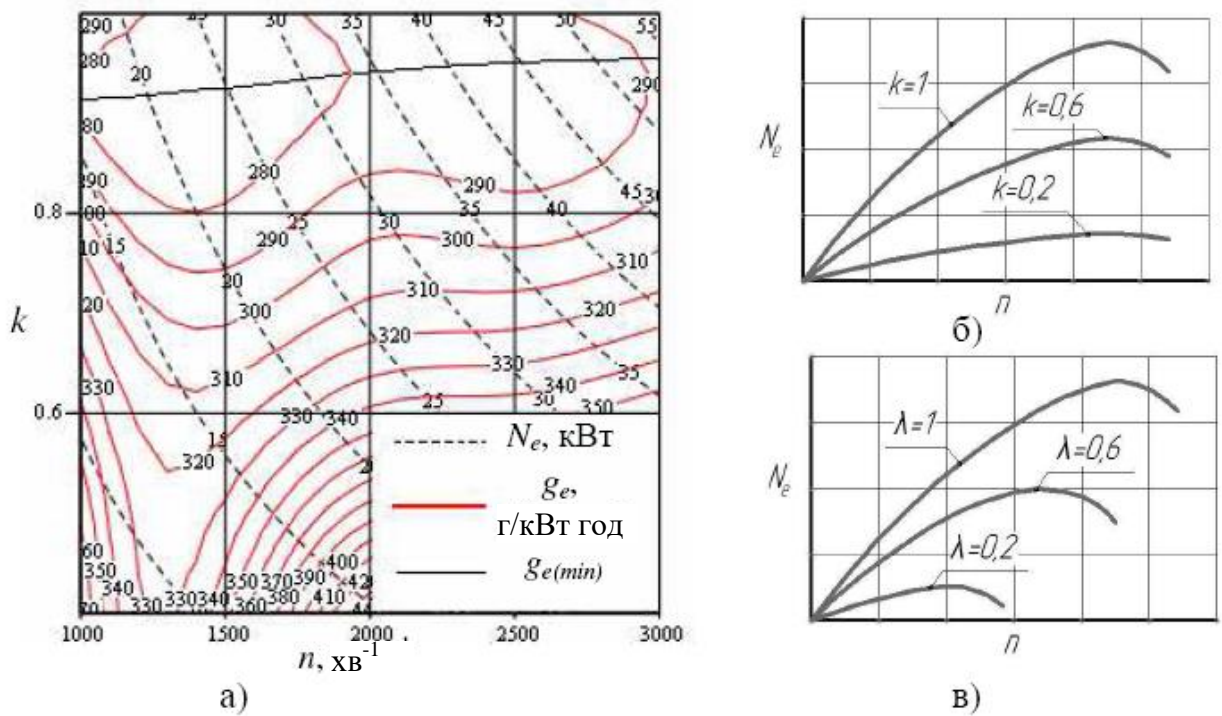


Рисунок 2.1. Універсальна статична характеристика ДВЗ (а) і залежності ефективної потужності від коефіцієнта використання потужності  $k$  (б) та від коефіцієнта навантаження  $\lambda$  (в)

На представленій діаграмі також приведена економічна характеристика двигуна (крива  $g_{e(min)}$ ) [5], визначаюча такий режим роботи двигуна, при якому кожному значенню ефективної потужності, що розвивається, відповідає мінімальне значення питомої витрати палива:

$$g_{e(min)} = f(N_e) = \left\{ \begin{array}{l} k_{эX} = f(N_e) \\ n_{эX} = f(N_e) \\ k_{эX} = \frac{\partial g_e(n, k)}{\partial n} \\ n_{эX} = \frac{\partial g_e(n, k)}{\partial k} \end{array} \right\}, \quad (2.4)$$

де  $k_{\epsilon X}$  - значення коефіцієнта використання потужності, що забезпечує для певного значення ефективної потужності  $N_e$  в поєднанні з частотою  $n_{Ex}$  мінімальну величину питомої витрати палива.

Економічна характеристика може бути застосована як експлуатаційна для автомобільного ДВЗ під час його спільної роботи з безступінчатою трансмісією, якщо її ККД істотно не змінюється в експлуатаційному діапазоні передавального числа та параметрів потоку потужності (частота і момент обертання на вхідному валу, а також їх похідні).

У кваліфікаційній роботі математична модель швидкісних характеристик двигуна з урахуванням несталих режимів класифікується як «універсальна динамічна характеристика» (УДХ) двигуна, під якою мається на увазі система функцій ефективних показників, аргументами яких є параметри регулювання двигуна (частота і навантаження), а також їх похідні. Відповідно рекомендаціям дослідження [14], кількість аргументів обмежується тільки першою похідною, що забезпечує достатню достовірність отриманої у результаті математичної моделі.

Таким чином, універсальна динамічна характеристика двигуна визначається функціями:

$$N_e = f(n, \lambda, \epsilon, \delta), \quad (2.5)$$

$$g_e = f(n, \lambda, \epsilon, \delta), \quad (2.6)$$

де  $\epsilon$  - кутове прискорення колінчастого валу;

$\lambda$  - коефіцієнт навантаження;

$\delta$  - швидкість зміни навантаження.

За умови коли кутове прискорення колінчастого валу та швидкість зміни навантаження мають нульові значення, універсальну статистичну характеристику двигуна.

Коефіцієнт навантаження  $\lambda$ , на відміну від коефіцієнта використання потужності  $k$ , пов'язаний тільки з положенням пристрою регулюючого навантаження двигуна.

Для двигуна з примусовим запалюванням і зовнішнім сумішоутворенням коефіцієнт навантаження  $\lambda$  визначається як відношення поточної площі прохідного перетину дросельного патрубка до максимальної – за умови повністю відритої дросельної заслінки [14].

Для універсальної динамічної характеристики навантаження двигуна оцінюється коефіцієнтом  $\lambda$ , на відміну від статичної характеристики, в якій для цієї мети передбачено застосування коефіцієнта  $k$ .

На рис. 2.1 б і в схематично приведені залежності ефективної потужності двигуна від частоти обертання колінчастого валу при постійних значеннях коефіцієнтів  $k$  і  $\lambda$ . Аналізуючи приведені графіки, можна зробити висновок, що застосування коефіцієнта  $k$  як параметр функції динамічної характеристики некоректно. Це пояснюється тим, що зі зростанням частоти обертання колінвала двигуна за постійного положення дросельної заслінки ( $\lambda = \text{const}$ ;) коефіцієнт використання потужності  $k$  має тенденцію до зменшення. Це явище головним чином обумовлено збільшенням величин механічних та насосних втрат в двигуні з одночасним зниженням коефіцієнта наповнення.

Для спрощення відтворення конкретного неусталеного режиму двигуна, найкращим в процесі оцінки ступеня його навантаження, під час експериментального визначення швидкісних характеристик, є застосування коефіцієнта  $\lambda$ .

У кваліфікаційній роботі для побудови математичної моделі швидкісних характеристик двигуна прийняті функціональні залежності динамічної характеристики - (2.5) і (2.6), які в процесі виконання роботи були визначені аналітично завдяки обробки та аналізу даних, отриманих під час проведення випробувань досліджуваного двигуна на спеціальному стенді.

Робота двигуна в системі з трансмісією пов'язана з додатковими втратами ефективної потужності, що розвивається, в коробці передач. Для вибору оптимального, з погляду паливної економічності, режиму роботи силової установки, необхідно окрім характеристики ефективної питомої витрати палива двигуна додатково враховувати і характеристику відповідних втрат в трансмісії - оскі-

льки саме взаємне поєднання цих двох параметрів зумовлює загальну ефективність процесів розвитку та передачі корисної потужності від двигуна до рушіїв.

На підставі робіт [11, 12, 13] можна стверджувати, що в загальному вигляді повний ККД трансмісії в робочому режимі представлений функціональною залежністю:

$$\eta_{\text{КП}} = f(n, U, M_e, \varepsilon, \gamma_U, \chi_M), \quad (2.7)$$

де  $U$  - загальне передавальне число;

$M_e$  - момент обертання на вхідному валу коробки передач;

$\gamma_U$  - швидкість зміни передавального числа, 1/с;

$\chi_M$  - швидкість зміни  $M_e$ , Нм/с.

В цій роботі залежність (2.7) класифікована як «всережимна характеристика коробки передач» (ВХК).

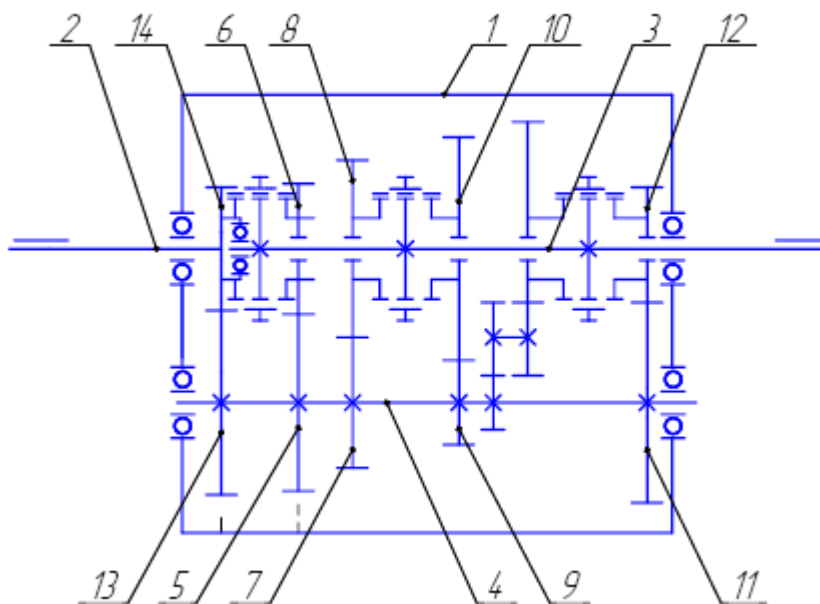
Аргументи  $M_e$ ,  $\gamma_U$  та  $\chi_M$  характеристики властиві головним чином агрегатам з плавним регулюванням частоти обертання вихідного валу. Для автоматичних коробок передач визначення ВХК, зважаючи на складність її аналітичного опису, очевидно, повинне здійснюватися переважно експериментальним шляхом.

Для механічних коробок передач діапазон зміни ККД відносно невеликий [3, 4]. Це дозволяє з певними допущеннями виконати побудову математичної моделі ВХК розрахунковим шляхом, для моделі, що розглядається в дослідженні.

У механічній коробці передач процес трансформації моменту обертання здійснюється за допомогою зубчатих передач. Отже, загальний ККД даного агрегату обумовлений втратами в даних передачах.

Втрати потужності в закритому косозубому редукторі визначені трьома складовими: втратами в зубчатому зачепленні, в підшипниках та гідравлічними втратами [5]. Таким чином, загальний ККД коробки досліджуваного автомобіля, кінематична схема якої приведена на рис. 2.2, при включеній передачі визначає залежність, до якої входять ККД зубчатих пар первинного проміжного та вторинного валів, гідравлічний ККД та число пар підшипників:

$$\eta_{КП(m)} = \eta_{з(К)} \cdot \eta_{з(m)} \cdot \eta_{\Pi}^{2 \cdot m_{III}} \cdot \eta_{ГК} \cdot \eta_{Г(I)} \cdot \eta_{Г(II)} \cdot \eta_{Г(III)} \cdot \eta_{Г(V)}, \quad (2.8)$$



1 - корпус КП; 2 - первинний вал; 3 - вторинний вал; 4 - проміжний вал; 5 - шестерня III передачі; 6 - зубчате колесо III передачі; 7 - шестерня II передачі; 8 - зубчате колесо II передачі; 9 - шестерня I передачі; 10 - зубчате колесо I передачі; 11 - шестерня V передачі; 12 - зубчате колесо V передачі; 13 - зубчате колесо пари «К» (привід проміжного валу); 14 - шестерня первинного валу

Рисунок 2.2. Кінематична схема коробки передач автомобіля FORD Transit (Single Cab)

Складова інерційних втрат, в залежності (2.8) не враховується, оскільки при кутовому прискоренні привідного валу 30 рад/с, потужність відповідних втрат в автомобільній механічній коробці передач не перевищує 0,1 кВт [6].

Згідно [5], ККД зубчатих пар коробки передач визначається з виразу:

$$\eta_{з(m)} = 1 - 0,2 \cdot \frac{z_{1(m)} + z_{2(m)}}{z_{1(m)} \cdot z_{2(m)}}, \quad (2.9)$$

де -  $z_{1(m)}$ ,  $z_{2(m)}$ , - числа зубів шестерні проміжного та вторинного валів передачі  $m$  відповідно.

Таким чином, з урахуванням прийнятої методики для розрахунку  $\eta_{кп(m)}$ , залежність всережимної характеристики даного автомобіля представлена функцією  $\eta_{кп(m)}=f(n, Me)$ . Геометричні параметри зубчатих передач серійної коробки визначені з технічних даних. На рис. 2.3 приведена діаграма і графіки функції  $\eta_{кп(m)}$  для II, III, V (а) і IV (в) передачі відповідно. Для прикладу на представленому рисунку також приведена поверхня функції  $\eta_{кп(m)}=f(n, Me)$  для II передачі (б).

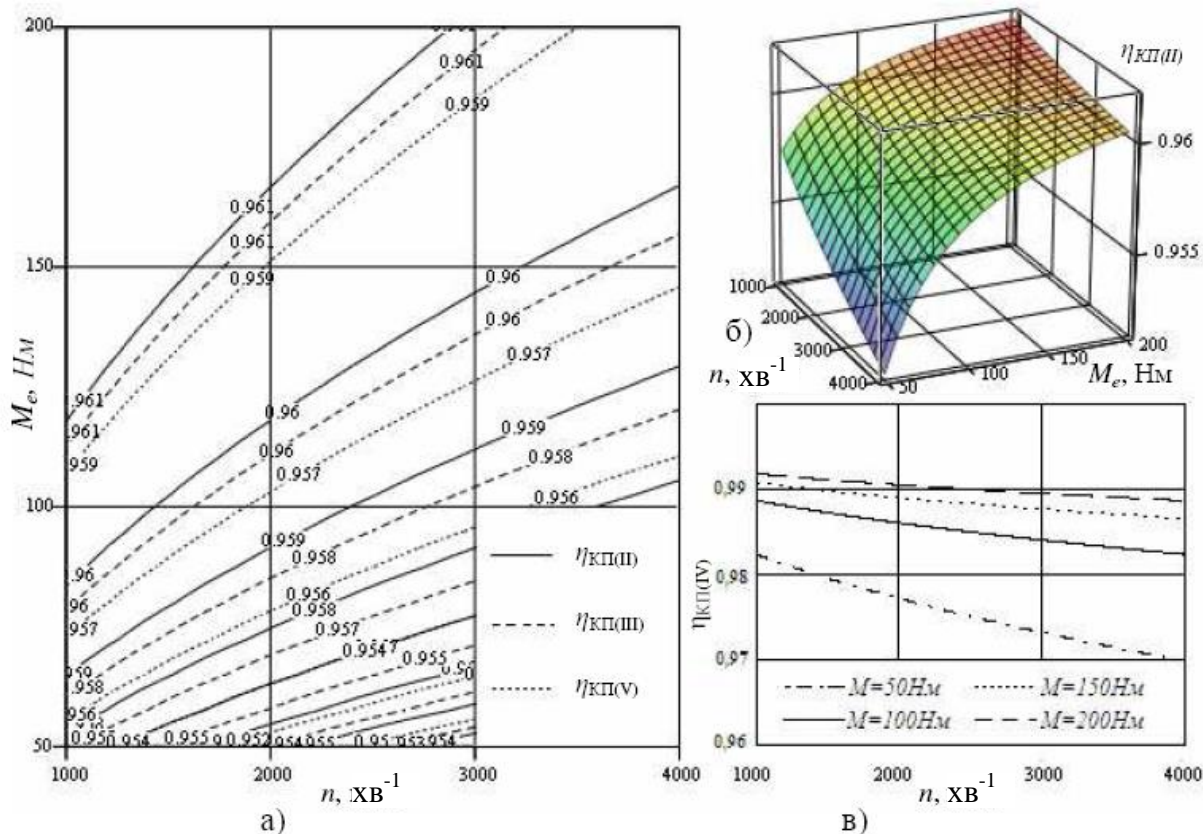


Рисунок 2.3. Всережимна характеристика коробки передач автомобіля Ford Transit для II, III, V (а, б) і IV (в) передачі

Аналізуючи діаграму, можна зробити висновок, що функція  $\eta_{кп(m)}$  в даному діапазоні аргументів для II, III, V передач змінює своє значення не в значній мірі. Отже, з достатньою для практики точністю, величину ККД для відповідних передач можна прийняти рівним 0,957.

Аналогічним чином, для даного діапазону частоти обертання і моменту обертання значення ККД для прямої передачі приймається рівним 0,985. Ці величини співрозмірні з рекомендованим діапазоном (0,96-0,98), [5].

## 2.2. Приведена потужність опору руху автомобіля

Обов'язковою умовою для виконання чисельного моделювання процесу руху автомобіля є наявність зв'язку характеристик і параметрів силової установки з параметрами режиму руху - із швидкістю  $V$ , поздовжнім прискоренням  $j$ , відносним ухилом дороги  $i$ .

Автомобіль є достатньо складним фізичним об'єктом. Математичні описи механіки просторового руху якого може бути виконано на основі розрахункової схеми, приведеної на рис. 2.4 [7].

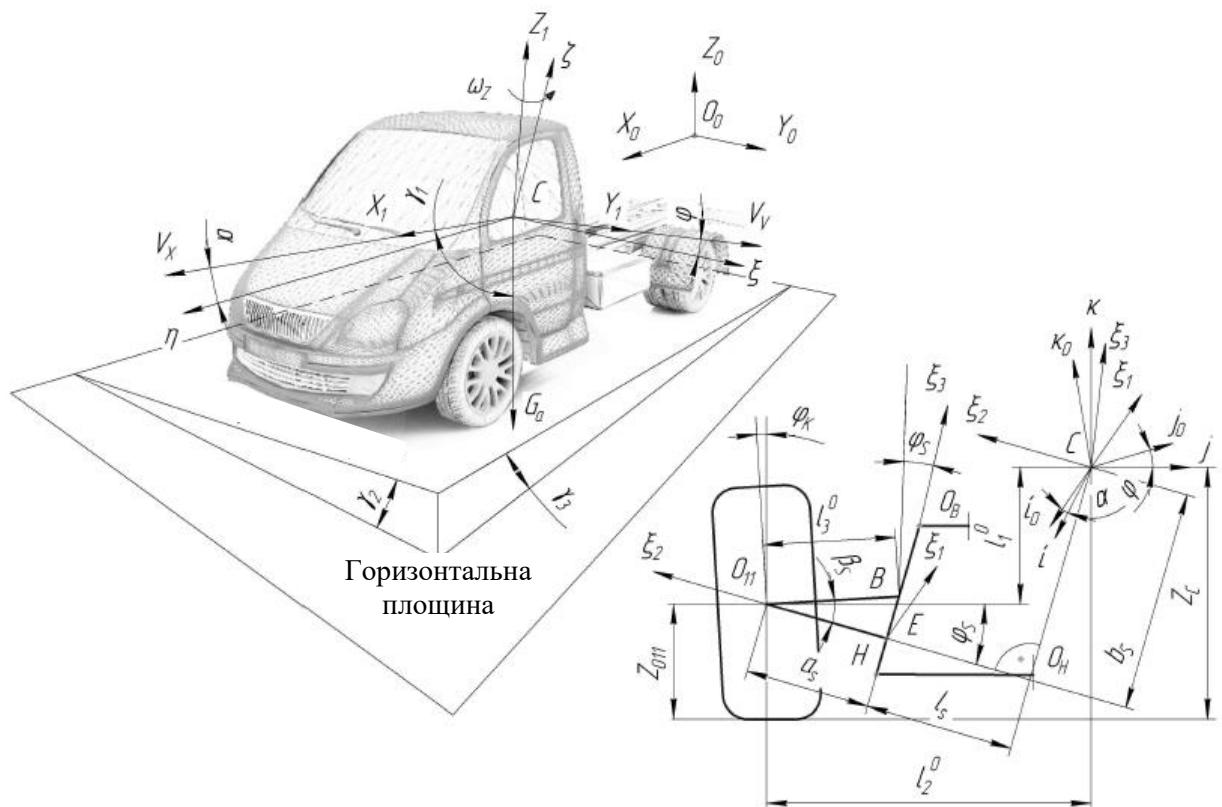


Рисунок 2.4. Розрахункова схема руху автомобіля

Дана модель, що включає кузов і безпружинні маси, характерна для автомобіля з колісною формулою та компоновкою, відповідною прийнятому в кваліфікаційній роботі як приклад автомобілю FORD Transit.

Для опису руху автомобіля по рівній дорозі за малих відхилень від прямолінійного руху приймаються наступні системи координат (рис. 2.4):

- 1)  $\Sigma_0: O_0X_0Y_0Z_0$  - нерухома система координат, співпадаюча з поверхнею дороги;
- 2)  $\Sigma_1: C1X_1Y_1Z_1$  - система координат, рухається поступально з поверхнею дороги;
- 3)  $\Sigma_2: O\eta\xi\xi'$  - система координат жорстко пов'язана з автомобілем;
- 4)  $\Sigma_3: E\xi_1'\xi_2'\xi_3'$  - система координат, пов'язана з площиною поворотної цапфи так, щоб відрізок  $\xi_3'$  проходив вздовж осі повороту колеса, відповідно відрізок  $\xi_2'$  - уздовж поворотної цапфи, а  $\xi_1'$  - перпендикулярний обом цим ортам (рис. 2.4).

За узагальнену систему координат приймаються такі координати:  $X_c, Y_c, Z_c$  де вертикальний зсув центру мас підресорених частин, відлічений від положення центру мас кузова в точці  $C$ , в якому він розташований в статичному стані;  $a, \varphi$  - кути повздовжнього та поперечного крену;  $X_A$  - кут повороту навколо осі  $CZ_1$  (зі швидкістю  $\omega_Z$ ).

В нашому випадку процес руху автомобіля може бути представлений у вигляді основного рівняння Даламбера-Логранжа [7]:

$$\sum_{j=1}^{\vartheta} (Lq_j - Q_j) \delta q_i + \sum_{i=1}^{n_k} (L_{\eta_{ji}} \delta \eta_{li} + L_{\varphi_{Ki}} \delta \varphi_{Ki}) = 0, \quad (2.10)$$

де  $\vartheta$  - число узагальнених координат;

$q_i$  - узагальнені координати;

$L$  - функція Логранжа;

$Q_j$  - узагальнені сили по узагальнених координатах;

$n_k$  - число коліс;

$L_{\eta_{ji}}, L_{\varphi_{Ki}}$  - оператори Лагранжа;

$\eta_{ji}$  - кут скручування шини під час повороту обода колеса навколо вертикальної осі;

$\varphi_K$  - кут нахилу осі колеса щодо вертикального положення.



Вираз 2,10 є сумою елементарних робіт активних сил та сил інерції під час руху автомобіля. При всіх незалежних варіаціях координат цей вираз має вигляд:

$$\sum_{j=1}^{\nu} \left[ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} - Q_j - \sum_{i=1}^{n_k} \left( \frac{\partial \Pi_k}{\partial \eta_i} \frac{\partial y_i}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi_k}{\partial \eta_{li}} \frac{\partial \eta_{li}}{\partial q_j} - \frac{\partial \Pi_k}{\partial \psi_i} \frac{\partial \varphi_{ki}}{\partial q_j} \right) \right] \delta q_j = 0, \quad (2.11)$$

де  $\Pi_k$  - потенційна енергія поперечної деформація шини;

$T$  - кінетична енергія автомобіля.

Для представлення рівнянь руху автомобіля відповідно до особливостей проведення чисельного експерименту в кваліфікаційній роботі необхідною умовою є розробка комплексу допущень, застосування яких в шуканих виразах дозволить виконати їх спрощення:

1. Відсутність вертикальних коливань безпружинних мас, тому що у виконаній роботі розглядається рух автомобіля по рівній дорозі, і даними коливаннями можна нехтувати.
2. Відсутність коливань керованих коліс.
3. Відсутність повздовжнього та поперечного крену підресорених мас.
4. Рух автомобіля прямолінійний вздовж осі X (рис. 2.4).

Беручи до уваги вираз (2.11), а також прийняті допущення, рух автомобіля в рамках рішення задач в кваліфікаційній роботі може бути представлено у вигляді руху по плоскій поверхні [7].

$$\left. \begin{aligned} m_a \cdot V &= C_{2X} \cdot \xi_{02} - C_{1X} \xi_{01} - F_B - F_{mp} - m_a \cdot g \cdot \sin \gamma \\ \varphi_{\delta} &= (M_e - c_{mp} \cdot \varphi_{mp}) / (J_{\delta} + J_{mp}) \\ \varphi_{mp} &= \varphi_{\delta} - U_{(m)} U_0 \cdot \varphi_{k2} \\ \varphi_{k1} &= (-v_1 \cdot R_{z1} \cdot \xi_{01} - M_{f1} + C_{1X} \cdot \xi_{01} \cdot r_K) / \sum_1^{n_k \cdot 2/6} J_k \\ \varphi_{k2} &= (U_{(m)} U_0 c_{mp} \cdot \varphi_{mp} - v_2 \cdot R_{z2} \cdot \xi_{02} - M_{f2} - C_{2X} \cdot \xi_{02} \cdot r_K) / \sum_1^{n_k \cdot 4/6} J_K \\ \xi_{02} &= r_0 \varphi_{k2} - V (1 + \lambda_1^0 \xi_{02} - \lambda_2^0 (r_K - z^*)) \\ \xi_{01} &= r_0 \varphi_{k1} - V (1 + \lambda_1^0 \xi_{01} - \lambda_2^0 (r_K - z^*)) \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

де  $m_a$  - маса автомобіля, кг;  $V$  - повздовжня швидкість руху автомобіля, м/с;  $F_B$  - сила опору повітря, Н;  $U_0$  - передавальне число головної передачі;  $U_{(m)}$  - загальне передавальне число КП при включеній передачі  $m$ ;  $R_{z1}, R_{z2}$  - нормальні реакції на передніх та задніх колесах, Н;  $\lambda_{01}^0, \lambda_{02}^0$  - коефіцієнти кріпа;  $z^*$  - зміна деформації коліс під час розгону автомобіля, м;  $J_K$  - момент інерції колеса, кг м<sup>2</sup>;  $J_{mp}$  - момент інерції трансмісії, кг м<sup>2</sup>;  $c_{mp}$  - жорсткість трансмісії, Н/м;  $F_{mp}$  - сила тертя в трансмісії, Н;  $C_{1X}, C_{2X}$  - подовжня жорсткість шини передніх та задніх коліс, Н/м;  $\nu_1, \nu_2$  - силові коефіцієнти пружності передніх та задніх коліс;  $\xi_{01}, \xi_{02}$  - подовжня деформація шини передніх та задніх коліс, м;  $\gamma_0$  - вільний радіус кочення колеса, м.

Слід зазначити, що застосовуючи в кваліфікаційній роботі розглянуті в 2.1 математичні моделі швидкісних характеристик двигуна з урахуванням несталих режимів (2.5), в системі (2.12) момент інерції ДВС  $J_d$  повинен бути прирівняний до нуля, оскільки ефективний показник  $N_e$  отже і  $M_e$  вже враховують інерційні механічні втрати серед інших в процесі роботи двигуна на несталому режимі.

Якщо автомобіль рухається з постійною швидкістю система (2.12) може бути представлена рівнянням тягового балансу:

$$\frac{U_{(m)} \cdot U_0 \cdot M_e}{r_K} - F_K - F_B - F_{mp} - m_a \cdot g \cdot \sin \gamma = 0, \quad (2.13)$$

де  $F_K$  - сумарна сила опору коченню всіх коліс автомобіля, Н.

Для автомобіля, що розглядається в дослідженні, кінематична складова даної залежності визначена на підставі відомих залежностей - частота обертання  $n$  і кутове прискорення  $\varepsilon$  колінчастого валу двигуна узгоджені з параметрами  $V$  та  $j$  через передавальні числа трансмісії:

$$n = \frac{V \cdot U_0 \cdot U_{(m)}}{0,105 \cdot r_K}, \quad \text{хв}^{-1} \quad (2.14)$$

$$\varepsilon = \frac{j \cdot U_0 \cdot U_{(m)}}{r_K}, \quad \text{рад/с}^2 \quad (2.15)$$

де  $j$  - подовжнє прискорення автомобіля, м/с<sup>2</sup>.

В цьому випадку погрішність в розрахунку залежить від точності визначення радіусу кочення привідного колеса.

Опис динамічної складової - потужності, яку повинна розвивати силова установка для забезпечення руху автомобіля зі заданими у поточний момент часу величинами  $V$ ,  $j$  та  $i$ , пов'язано з деякими складнощами.

Відповідно до умови для виконання процедури чисельного моделювання процесу руху автомобіля, є необхідність розробки залежності необхідної потужності силової установки від параметрів режиму руху:

$$N_T = f(V, j, i) \quad (2.16)$$

В кваліфікаційній роботі цю функцію запропоновано вважати, як «характеристика опору руху» автомобіля.

Відповідно до принципу Даламбера процес руху автомобіля, що супроводжується отриманими рівняннями руху (2.12) і (2.13), можна представити у вигляді балансу потужності [9]:

$$N_P = N_i + N_K + N_B + N_{ит}, \quad (2.17)$$

де  $N_P$  - тягова потужність автомобіля;

$N_i$  - потужність на подолання підйому;

$N_K$  - потужність на подолання опору коченню;

$N_B$  - потужність на подолання опору повітря;

$N_{ит}$  - потужність на подолання сили інерції автомобіля.

На рис. 2.5 представлено схему складових потужності в процесі руху.

Потужність  $N_{cy}$ , що розвивається силовою установкою, залежить від величини теплової потужності  $N_Q$ , яка є первинною і поступає в двигун з паливом, а також величинами втрат в силовій установці, які визначені ефективним ККД двигуна і коробки передач.

$$N_Q = H_U \cdot G, \text{кВт}, \quad (2.18)$$

де  $G$  - масова витрата палива, г/с.

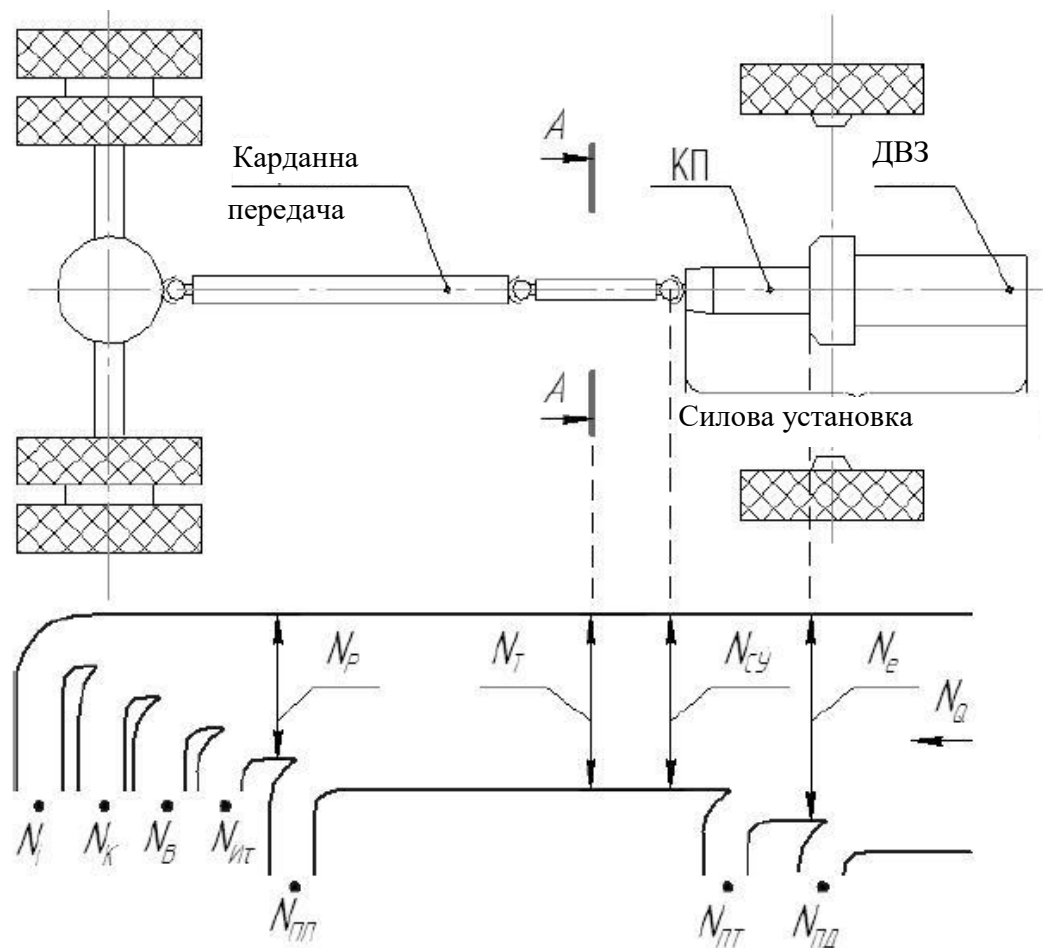


Рисунок 2.5. Схема складових потужності в процесі руху автомобіля

З боку споживача  $N_T$  визначається рівнянням балансу потужності з урахуванням додаткових втрат в трансмісії і ходовій частині:

$$N_T = N_P + N_{\text{пт}} = \frac{1}{\eta_t} \cdot (N_i + N_k + N_b + N_{\text{ит}} + N_{\text{иє}}), \quad (2.19)$$

де  $\eta_t$  - ККД трансмісії (за винятком коробки передач);

$N_{\text{пт}}$  - сумарна втрата потужності в агрегатах трансмісії;

$N_{\text{иє}}$  - витрати потужності на подолання моменту інерції мас автомобіля, які обертаються.

Згідно функціональному визначенню характеристики опору руху (2.16),

рівняння (2.19) набуває вигляд:

$$N_T(V, j, i) = \frac{V \cdot ((\psi + i) \cdot m_a \cdot g + k_B \cdot F \cdot V^2 + m_a \cdot j) + (J_K \cdot n_k + J_{\text{КП}} \cdot U_0^2) \cdot \frac{j \cdot V}{r_k^2}}{1000 \cdot \eta_t}, \quad (2.20)$$

де  $\psi$  - коефіцієнт опору коченню;

$k_B$  - коефіцієнт опору повітряному середовищу,  $\text{кг/м}^3$  ;

$F$  - площа поперечного перетину автомобіля,  $\text{м}^2$ ;

$J_k, J_{\text{кп}}$  - моменти інерції колеса та карданної передачі,  $\text{кг м}^2$ ;

$n_k$  - число коліс;

$i$  - тангенс кута повздовжнього ухилу дороги.

Доволі трудомістким завданням є достатньо точно визначення для конкретного автомобіля величин  $\eta_t, \psi, k_B, F, J_k, J_{\text{кп}}$ , що вимагає спеціального устаткування. Також необхідно додатково врахувати моменти інерції приводних і гальмівних механізмів коліс, гідравлічні та аеродинамічні втрати в трансмісії. Слід врахувати що, принцип Даламбера (кінетостатики), застосований для опису балансу енергії під час розгону, дозволяє математично приводити рівняння динаміки до рівнянь статички, але не може, з погляду класичної механіки, зрівноважити інші сили, що входять в рівняння балансу потужності [8]. Результати досліджень показують, що при математичному описі динаміки процесу руху автомобіля за допомогою функціональної залежності (2.20), заснованої на положеннях класичної теорії автомобіля [13], на деяких експлуатаційних режимах спостерігається значна невідповідність результатів математичного моделювання досвідченим даним. Тому необхідно функціонально та параметрично виконати уточнення рівняння (2.20). Запропоновано це виконати шляхом представлення коефіцієнтів опору коченню та повітряного середовища у вигляді функцій від параметрів режиму руху автомобіля.

У представленій роботі, з метою підвищення достовірності отриманих результатів, функція характеристики опору руху визначена в процесі дорожніх випробувань. Для цього застосовувався спеціальний трансмісійний динамометр, розташований на місці проміжного карданного валу, в перетині А-А, рис. 2.5.

Запропоновано характеристику опору руху розглядати як характеристику самого автомобіля, об'єднуючи втрати потужності в трансмісії та ходовій частині з її витратами на подолання сил опору руху. Це зумовлює потужність, яку

повинна розвивати силова установка відповідно до режиму руху та дорожніх умов.

Виконуючи чисельне моделювання процесу руху приймаємо, що  $N_T \approx N_{cy}$  з точністю, обумовленою внутрішніми втратами в динамометрі.

Експериментальна методика визначення характеристики опору руху автомобіля є коректнішою відносно рекомендацій для теоретичної побудови, а також дозволяє застосувати в основі математичного опису процесів руху рівняння з постійною швидкістю і розгону автомобіля. Це рівняння засноване тільки на відношення силового балансу, без застосування принципу кінетостатики:

$$N_T \cong N_{cy}; \quad (1 + \xi_N) \cdot \frac{\pi \cdot n_{KB}}{30} \cdot M_{KB}(V, j, i) \cong M_e(n, \lambda, \varepsilon, \delta) \cdot \frac{\pi \cdot U_{(m)} \cdot n_{KB}}{30} \cdot \eta_{КП}; \quad (2.21)$$

де  $M_{KB}$  - момент обертання на карданному валу визначуваний досвідченим шляхом, Нм;

$n_{KB}$  - частота обертання карданного валу,  $\text{хв}^{-1}$ .

З метою побудови залежності потужності, що розвивається силовою установкою, від часу руху автомобіля в умовах вибраного їздового циклу у кваліфікаційній роботі застосовується характеристика опору руху задана апроксимуючими функціями.

### 2.3. Принципи і засоби апроксимації

Початкові дискретні дані характеристик автомобіля, які в ході виконання кваліфікаційної роботи визначені експериментальним шляхом, були представлені у вигляді безперервних функцій, що застосовано для побудови математичних моделей. Зокрема це потрібно для виконання чисельного моделювання процесу руху автомобіля в умовах їздових циклів.

В даній роботі отримана відносно велика кількість емпіричних функцій, і з метою компактного викладу матеріалу, в даному підрозділі виконане узагальнення принципів та засобів, вживаних для апроксимації відповідних початко-

вих даних. Символьні позначення мають загальноматематичний сенс і не відносяться до прийнятих в даній роботі.

Зважаючи на свою відносну складність для деяких нелінійних функцій, процедура апроксимації відповідних масивів в даному дослідженні здійснювалася автоматично завдяки системи комп'ютерної алгебри Mathcad «Parametric Technology» в середовищі програмних продуктів CurveExpert і за допомогою:

а) елементарних функцій, представлених рівняннями, які можуть експортуватися в інші програмні продукти для подальшої обробки і аналізу, а також застосовуватися для практичних інженерних розрахунків.

б) частково-заданих функцій, під якими маються на увазі часткові залежності з логічними операторами. Ці функції застосовані для опису таких процесів, апроксимація яких елементарними залежностями зв'язана з великим чисельним відхиленням і на деяких інтервалах суперечить фізичному значенню процесу, що вивчається.

Для вибору і побудови апроксимуючих функцій прийняте наступне: програма Curve Expert для роботи з елементарними залежностями і система комп'ютерної алгебри Mathcad для роботи з частково-заданими функціями. Обчислювальні комплекси, подібні останньому, звичайно не дозволяють отримати апроксимуючі рівняння в аналітичному вигляді. Тому подальша робота з отриманими умовними функціями виконується, як правило, в середовищі відповідного програмного продукту.

Застосовані принципи автоматичної апроксимації обумовлені формою початкової дискретної множини, числом його аргументів.

У кваліфікаційній роботі переважним чином виконувалася апроксимація дискретних даних функціями однієї або двох змінних.

Алгоритм апроксимації функцією виду  $y=f(x)$  інтерполяційного сплайну в системі комп'ютерної алгебри Mathcad представлений залежностями, [6]:

$$\begin{aligned} X &:= (x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad \dots \quad x_n)^T, \quad Y := (y_1 \quad y_2 \quad y_3 \quad \dots \quad y_n)^T, \\ y(x) &:= \text{interp}(\text{cspline}(X, Y), X, Y, x), \end{aligned} \quad (2.21)$$

де  $X$  - масив аргументів дискретної множини;

$Y$  - масив відповідних значень дискретної множини;

$x_1 \dots x_n, y_1 \dots y_n$  - відповідно аргументи та значення дискретної множини, визначені завдяки аналізу і обробки результатів вимірювань.

Для окремих залежностей, відповідно до їх вигляду, замість оператора кубічного сплайну «cspline» застосовані «pspline» або «lspline» - параболічний або лінійний сплайни відповідно.

### **Висновки до розділу**

1. Для обґрунтування функціонального визначення математичної моделі швидкісних характеристик двигуна з урахуванням несталих режимів роботи запропонована універсальна динамічна характеристика. Вона представлена залежностями чотирьох чинників ефективної потужності і ефективної питомої витрати палива. Через складність аналітичного опису процесів, що протікають в двигуні при його розгоні, обґрунтована необхідність експериментального визначення характеристики.

2. Для математичного опису втрат в коробці передач вибраний розрахунковий метод. Це обумовлено тим, що механічна коробка має порівняно високе значення ККД, а також відносно невеликий діапазон його зміни в процесі руху автомобіля. Для 2, 3 і 5-ї передач прийняте значення ККД складає 0,957, а для прямої передачі 0,985.

3. Для комплексної оцінки потужності опору руху автотранспортного засобу, а також сумарних втрат в його трансмісії та ходовій частині, запропонована характеристика опору руху автомобіля, математичний опис якої представлена функцією приведеної потужності залежно від параметрів режиму руху - швидкості, прискорення і повздовжнього ухилу дороги. Обґрунтована необхідність у визначенні даної характеристики дослідним шляхом під час проведення дорожніх випробувань.



4. Представлені засоби та вдосконалені методи, застосовані для виконання програмної апроксимації експериментальних даних з метою побудови математичних моделей даних характеристик автотранспортного засобу.

### **3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ**

Експериментальні дослідження динамічних процесів і явищ засновані, як правило, на вимірюванні миттєвих або умовно-миттєвих (середніх за окремий малий проміжок часу) значень контрольованих параметрів. В порівнянні з вивченням сталих процесів або таких, що поволі здійснюються, наші дослідження вимагають застосування інших методів оцінки, а також спеціальних приладів і устаткування, до яких пред'являються особливі вимоги по швидкодії та запобіганню коливальним явищам у вимірювальній системі.

У даному розділі розглянуті особливості виконання експериментальної частини виконаного дослідження, висловлені таі обгрунтовані відповідні методи визначення даних, застосованих для побудови математичних моделей універсальної динамічної характеристики двигуна та опору руху автомобіля. Представлено особливості пристроїв, приладів, програм і методів, які були застосовані для забезпечення вимірювань параметрів несталих процесів у силовій установці.

#### **3.1. Устаткування для виконання стендових і дорожніх досліджень**

Для стендових випробувань двигуна застосовано модернізовану установку обкатувально-гальмівного стенду моделі КІ-5543 [8].

Балансирний пристрій вимірювання моменту обертання даного серійного стенду повністю задовольняє умовам випробування двигуна на сталих режимах. Проте, під час роботи двигуна на режимах розгону, внаслідок інерційності, це устаткування непридатне для безпосереднього вимірювання гальмівного моменту обертання. Для того щоб практично без інерційним методом здійснювати вимірювання величини моменту обертання, застосовується безконтактний електричний торсіонний крутильний динамометр. Його встановлено в розріз

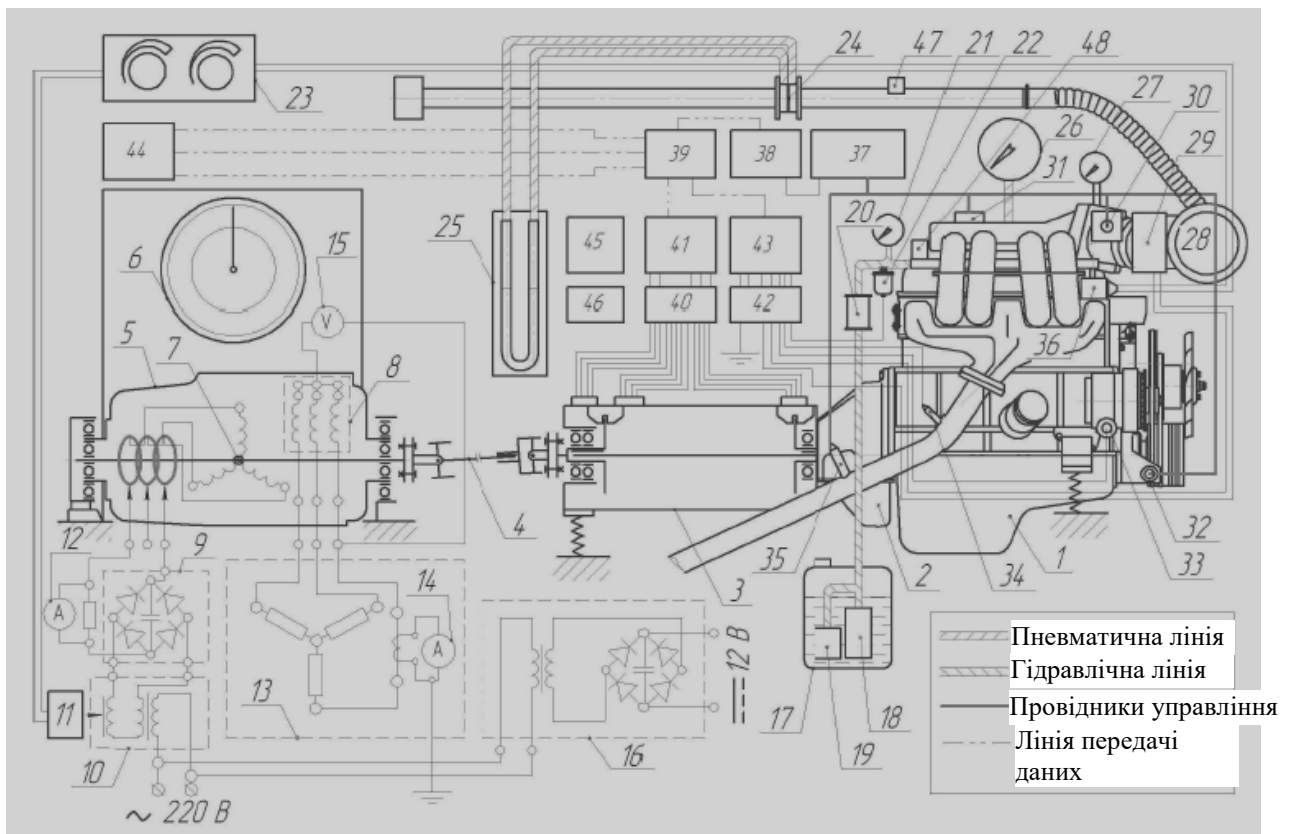
валу, який сполучає двигун з гальмівним пристроєм. Для підвищення точності вимірювання, вхідний вал приладу сполучений з колінчастим валом двигуна жорстко. Для цього застосований ведений диск муфти зчеплення без демпфера крутильних коливань. Корпус динамометра також жорстко сполучений з блоком картером випробовуваного двигуна. Таке розташування приладу дозволяє з найбільшою мірою достовірності отримати дані про величину моменту обертання двигуна. Таким чином забезпечується виключення впливу на результати вимірювань махових мас трансмісії, нерівномірності обертання валів додаткових агрегатів, таких як редуктори та карданні шарніри.

Електрична машина стенду має можливість переключатися з асинхронного режиму в синхронний, що розширює діапазон частоти обертання, в якому можливий режим гальмування. Дана модернізація дозволяє відмовитися від коробки передач і застосувати в трансмісії стенду під час випробування двигуна пряму передачу. Це підвищує достовірність свідчень балансного механізму вимірювання сили і дозволяє досліджувати ефективні показники вибраного двигуна за його роботи на перехідних режимах у всьому робочому діапазоні частот обертання без розривів потоку потужності.

Стенд оснащений дистанційними електромеханічними приводами для зміни та поточного контролю навантаження двигуна і гальмівного пристрою.

Для забезпечення придатності гальмівного стенду проводити випробування двигуна на часткових режимах роботи потрібно здійснити удосконалення трансмісії, пристроїв управління навантаженням і приладів для вимірювань параметрів робочого процесу. На рис. 3.1 приведена електро-кінематична структурна схема застосованого гальмівного стенду.

Для визначення миттєвих значень параметрів універсальної динамічної характеристики двигуна на даній схемі приведені тільки ті сенсори, дані з яких використовуються діагностичним сканером. Вимірювальні прилади в електричних ланцюгах гальмівного пристрою призначені для підбору оптимального значення опорів батареї резисторів та для запобігання перевантаженням електромашини в процесі виконання випробувань.



1 - двигун; 2 - муфта зчеплення; 3 - торсіонний динамометр; 4 - передача карданна; 5 - електрична машина; 6 - реактивний механізм вимірювання зусилля (балансирний динамометр); 7 - фазовий ротор електромашини; 8 - обмотки статора електромашини; 9 - випрямний блок; 10 - трансформатор з регульованим дроселем; 11 - дистанційний привід управління навантаженням гальмівного пристрою; 12 - амперметр електричного ланцюга ротора (збудження); 13 - батарея резисторів; 14 - амперметр електричного ланцюга статора (навантаження); 15 - вольтметр ланцюга статора (навантаження); 16 - автономне джерело електроенергії (12 В) для живлення допоміжних пристроїв стенду; 17 - паливний бак; 18 - паливний насос; 19 - редуктор тиску; 20 - паливний фільтр; 21 - манометр паливної рампи; 22 - сенсор дистанційного контролю тиску палива; 23 - блок роздільного управління навантаженням двигуна і гальмівного пристрою; 24 - витратомір повітря; 25 - диференціальний манометр витратоміра повітря; 26 - вакуумметр ресивера двигуна; 27 - манометр системи змащування; 28 - повітряний фільтр; 29 - сенсор масової витрати повітря; 30 - сенсор положення дросельної заслінки; 31 - сенсори абсолютного тиску та температури повітря в ресивері; 32 - сенсор положення колінчастого валу; 33 - сенсор температури оливи в системі змащування; 34 - сенсор температури охолоджуючої рідини; 35 - сенсор кисню в системі випуску відпрацьованих газів; 36 - дистанційний привід механічної дросельної заслінки; 37 - електронний блок управління двигуном; 38 - діагностичний сканер; 39 - цифровий підсилювач; 40 - монтажний блок торсіонного динамометра; 41 - автоматизована система збору даних; 42 - додатковий монтажний блок; 43 - додаткова автоматизована система збору даних; 44 - персональний комп'ютер; 45 - барометр-анероїд; 46 - гігрометр; 47 - термометр повітря, 48 - термометр для вимірювання температури палива.

Рисунок 3.1. Електро-кінематична структурна схема стенду для дослідження ефективних показників двигуна на часткових режимах роботи

На рис. 3.2 зображений зовнішній вигляд модернізованого стенду з випробовуваним двигуном Ford E5FA.

У кваліфікаційній роботі застосовано сучасні методики для визначення циклової витрати палива, моменту обертання ступеня навантаження та витрати повітря під час роботи двигуна на часткових режимах з урахуванням особливостей конструкції та робочого процесу його систем.



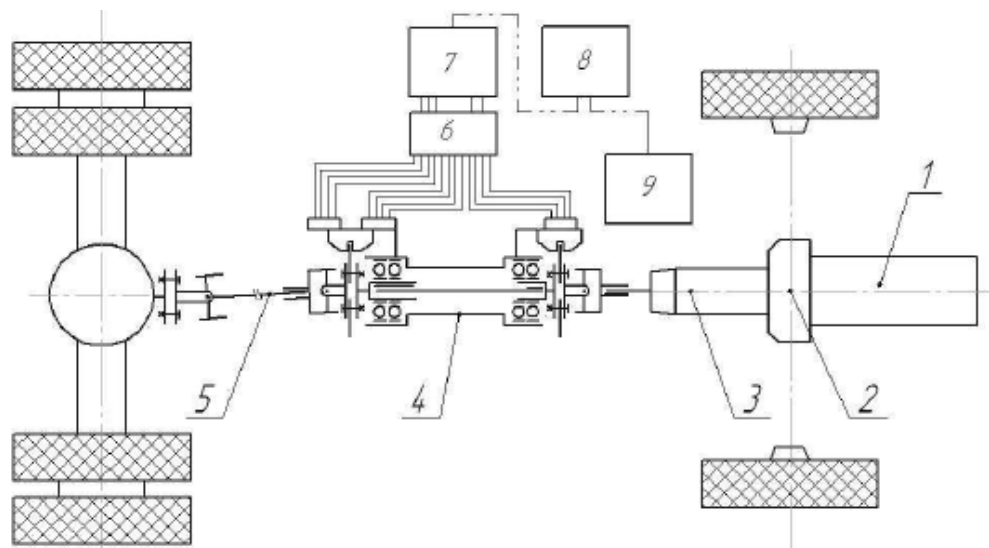
Рисунок 3.2. Стенд для досліджень ефективних показників двигуна на часткових режимах роботи

З метою визначення характеристики приведеної потужності опору руху автомобіля (див. 2.2), був виконаний комплекс дорожніх випробувань в натур-

них умовах. Для цього застосовувався автомобіль FORD Transit (Single Cab), в трансмісії якого замість проміжного карданного валу був встановлений торсіонний динамометр крутильного типу, який дозволяв вимірювати поточні умовно-миттєве значення моменту обертання та відповідної частоти обертання для різних поєднань швидкості руху автомобіля і його повздовжнього прискорення. Необхідна допоміжна апаратура та устаткування були розміщені під підлогою кузова і в кабіні автомобіля.

Для запобігання впливу різкої зміни частоти обертання та кутового прискорення привідного валу динамометра на результати вимірювань моменту обертання, пристрій вимірювання зусилля був розташований співвісно з віссю вторинного валу коробки передач. Додатковий контроль повздовжнього і поперечного кутів нахилу кузова та швидкості руху автомобіля здійснювався під час випробувань завдяки оснащенню супутниковим спідометром (GPS) та мікропроцесорним акселерометром.

На рис. 3.3 приведена схема розташування приладів та устаткування на автомобілі в процесі проведення дорожніх випробувань.



1 - двигун; 2 - муфта зчеплення; 3 – коробка передач; 4 - торсіонний динамометр; 5 - карданна передача; 6 - монтажний блок торсіонного динамометра; 7 - автоматизована система збирання даних; 8 - персональний комп'ютер; 9 - акселерометр.

Рисунок 3.3. Структурна схема розміщення і підключення приладів та устаткування на автомобілі FORD Transit під час виконання дорожніх випробувань

### 3.2. Методика і прилади для вимірювань витрат палива та повітря

Вибір методики визначення витрати палива зумовлений специфікою виконуваних досліджень та типом паливної системи двигуна [9].

У роботі ефективна потужність та питома витрата палива розглядаються у вигляді інтегральних величин - середніх значень за робочий цикл двигуна. Для розрахунку величини  $g_e$  на частковому режимі роботи необхідно, зокрема, визначити масу палива  $G$ , витраченого за даний період часу.

Досліджуваний автомобіль оснащений паливною системою, яка дозволяє точніше підтримувати заданий якісний склад паливо-повітряної суміші на різних режимах роботи двигуна. Це забезпечується за рахунок роботи форсунок на змінному перепаді тиску та організацією їх управління з програмним обліком цієї різниці. Автоматичний регулятор, застосований в паливній рампі для підтримки постійної різниці тиску на форсунці. У сучасних моделях досліджуваного двигуна замість такого регулятора в модулі паливного насоса встановлений редуктор, який забезпечує постійну величину тиску в системі (3,8 бар для даної моделі двигуна [13]). Одночасно виключається необхідність налаштування регулятора тиску, а також вплив його інерційності на якісний склад суміші за умови зміни навантаження на двигун. Замість сенсора масової витрати повітря застосовується сенсор температури та абсолютного тиску. Відповідно до такого конструктивного рішення, контролер системи живлення виконує вимірювання величини розрідження в ресивері системи впускання, визначає перепад тиску на паливній форсунці та вносить відповідну поправку в тривалість управляючого імпульсу.

Відомий ряд методик з розрахунку циклової витрати для двигунів з вприскуванням палива. В них застосовують попередньо визначенні досвідним шляхом продуктивності форсунок залежно від їх параметрів регулювання, та з подальшим контролем даних параметрів безпосередньо на випробовуваному двигуні. Відома аналогічна методика для бензинового двигуна із зовнішнім сумішоутворенням та постійним перепадом тиску на електромеханічних форсун-

ках, в якій циклова подача визначається шляхом вимірювання тільки тривалості управляючого електричного імпульсу [14].

Для паливних систем із змінним перепадом тиску потрібна побудова характеристики циклової продуктивності форсунки як функції двох змінних - тривалості управляючого імпульсу та перепаду тиску. Одночасно виконується подальше вимірювання величин даних параметрів безпосередньо на випробовуваному двигуні [9]. Даний метод включений в основу визначення витрати палива в процесі виконання дослідження.

Можна виконати вимірювання поточних значень даних параметрів двома способами. У першому - отримання необхідної інформації через зовнішній інтерфейс системи діагностики за допомогою бортового комп'ютера або спеціального сканера. Недоліком даного способу є залежність дискретності потоку отриманої інформації від робочої частоти діагностичного драйвера контролера двигуна. Другий спосіб заснований на прямому моніторингу електричної напруги на управляючому каналі форсунки і сигнальному каналі сенсора тиску. Це здійснюється за допомогою спеціалізованих електронних систем збору даних. Другий спосіб індикації вважається перспективнішим відносно потенційної можливості визначення з необхідною частотою як тривалості управляючого імпульсу форсунок, так і величини тиску в ресивері системи впуску.

У кваліфікаційній роботі застосований перший спосіб, оскільки частота дискретизації кожного діагностичного параметра контролера МІКАС 10.3.0 становить 5 Гц [6]. Це входить в рекомендований діапазон (не менше 4 Гц) частот реєстрації параметрів в процесі дослідження ефективних показників двигуна під час часткових режимів роботи [14]. За допомогою універсального мультимарочного сканера «Сканматік-2» та персонального комп'ютера здійснюється зв'язок з контролером по k-лінії (поз. 38 рис. 3.1).

На рис. 3.4 приведена схема паливної системи двигуна Ford E5FA Євро-4.

Загальну об'ємну подачу форсунок за робочий цикл поршневого двигуна з даним типом паливної системи визначає залежність [10]:



$$A_{\text{ц}} = n_{\text{ц}} \cdot \sum_1^{m_{\text{ц}}} \int_0^{\tau_{\text{упр}}} Q_a d\tau, \quad (3.1)$$

де  $n_{\text{ц}}$  - кількість циліндрів у двигуні;

$m_{\text{ц}}$  - кількість подач форсунки за робочий цикл циліндра (за умови попарно - паралельного впорскування  $m_{\text{ц}} = 2$ , при фазованому впорскуванні  $m_{\text{ц}} = 1$ ); крім того, деякі типи паливних систем фазованого впорскування здійснюють подачу палива в декілька етапів, тоді  $m_{\text{ц}} > 1$ :

$Q_a$  - об'ємна продуктивність форсунки (витрата);

$\tau_{\text{упр}}$  - тривалість керуючого імпульсу форсунки.



Рисунок 3.4. Структурна схема паливної системи

Оскільки в системі живлення досліджуваного двигуна фазоване впорскування з одноразовою подачею форсунки за робочий цикл циліндра, залежність (3.1) можна представити в наступному вигляді:

$$A_{\text{ц}} = n_{\text{ц}} \cdot \tau_{\text{упр}} \cdot Q_a. \quad (3.2)$$

Продуктивність конкретної моделі електромеханічної форсунки визначається функціональною залежністю:

$$Q_a = f(\tau_{упр}, \Delta P), \quad (3.3)$$

де  $\Delta P$  - перепад тиску на форсунці, визначуваний як:

$$\Delta P = P_T + P_B, \quad (3.4)$$

де  $P_T$  - надмірний тиск палива в рампі;

$P_B$  – вакуумметричний тиск в ресивері системи впуску.

Залежність величини об'ємної продуктивності форсунки від тривалості керуючого імпульсу обумовлена зниженням продуктивності форсунки при відносно малій тривалості керуючого імпульсу, коли період часу, в якому голка замикання знаходиться в повністю відкритому положенні, зіставимо з періодом, що відводиться на процеси її підйому і опускання, при яких зменшується ефективний прохідний переріз форсунки і, як наслідок, знижується величина продуктивності. Функціональну залежність (3.3) прийнято класифікувати як динамічну характеристику форсунки [14]. За відносно великих величин  $\tau_{упр}$ , характеристику продуктивності форсунки називають статичною:

$$Q_c = f(\Delta P) \quad (3.5)$$

Тому статичну характеристику продуктивності електромеханічної форсунки вважають окремим випадком динамічної.

Визначення функції  $Q_a$  розрахунковим способом має деякі труднощі пов'язанні з складністю аналітичного опису величини ефективного прохідного перерізу, як функції тривалості імпульсу керування. Тому побудова динамічної та статичної характеристик паливної форсунки виконується на основі експериментальних даних отриманих за допомогою спеціального обладнання.

Якщо відомі механічні властивості форсунки і функція її статичної продуктивності  $Q_c = f(\Delta P)$ , то можливо застосувати наближену формулу для розрахунку відповідної динамічної характеристики:

$$Q_a(\tau_{упр}, \Delta P) = \frac{1}{\tau_{упр}} (\tau_{упр} - \alpha_\phi \cdot \tau_{вкл} + \beta_\phi \cdot \tau_{вык}) \cdot Q_c(\Delta P), \quad (3.6)$$

де  $\tau_{вкл}$  і  $\tau_{вык}$  - механічні властивості форсунки – відповідно електричний час включення і відключення форсунки;

$\alpha_\phi$  і  $\beta_\phi$  - коефіцієнти приведення тривалості відкриття та закриття форсунки до часу відкритого стану по витраті палива.

Для визначення характеристики динамічної продуктивності форсунок, застосований спеціалізований стенд моделі NA4 200W (корпорації «Australia New age automotive electronics», №98294546, серія: C001308 Sydney), зовнішній вигляд якого у випробувальному режимі приведений на рис. 3.5.



Рисунок 3.5. Визначення динамічної продуктивності електромеханічних форсунок на діагностичному стенді NA4 200W

Експерименти проведено застосовуючи Уайт-спирит, що обумовлено його гіршою випаровуваністю по відношенню до автомобільних бензинів. В порівнянні ці рідини володіють практично однаковим коефіцієнтом кінематичної в'язкості. Це рішення дозволяє підвищити достовірність отриманих результатів шляхом зменшення втрат на випаровування в процесі розпилювання палива в мірній колбі.

Статична продуктивність визначалася за умови повністю відкритого клапана форсунки в перебігу всієї тривалості  $i$ -го режиму випробувань:

$$Q_{Ci} = \frac{V_i}{\tau_{общ(i)}}, \quad (3.7)$$

де  $V_i$  - об'єм робочої рідини, набраний в мірну колбу стенду, за  $i$ -го режиму випробувань, мл;

$\tau_{общ(i)}$  - загальна тривалість проведення  $i$ -го випробування, с.

За аналогією, визначені величини динамічної продуктивності, на підставі результатів стендових випробувань:

$$Q_{ai} = \frac{10^3 \cdot V_i}{\tau_{упр(i)} \cdot \Pi_i \cdot \tau_{общ(i)}}, \quad (3.8)$$

де  $Q_{ai}$  - об'ємна продуктивність форсунки для  $i$ -го режиму випробувань, характерного певним поєднанням  $\tau_{упр(i)}$  та  $\Delta P_i$ ;

$\tau_{упр(i)}$  - тривалість управляючих імпульсів, мс;

$\Pi_i$  - частота (період) імпульсів керування, Гц.

На рис. 3.6 характеристику об'ємної динамічної продуктивності форсунки приведено в графічному вигляді. З аналізу отриманих даних, видно, що умовна межа переходу динамічної характеристики до статичної залежить не тільки від тривалості управляючих імпульсів, але і від перепаду тиску на форсунці.

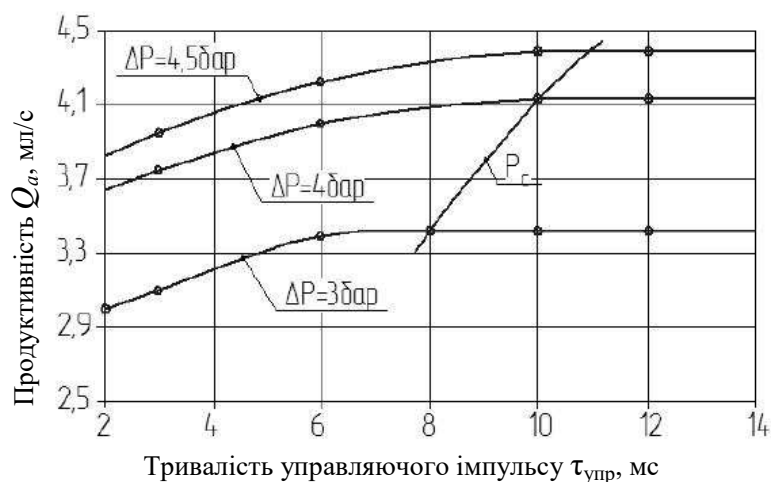


Рисунок 3.6. Характеристика об'ємної динамічної продуктивності форсунки «Siemens deka» моделі 6354

Порівнюючи результати дослідного визначення характеристики динамічної продуктивності з результатами, отриманими завдяки розрахункового методу можна зробити висновок, що при типових значеннях  $\alpha_\phi$  і  $\beta_\phi$  (які на початковому етапі приймалися рівні величинам 0,8 та 0,5 відповідно) коефіцієнт колінеарності ( $r$ ) даної функції складає 0,95. З метою підвищення достовірності математичного опису характеристики об'ємної продуктивності потрібна аналітична функція отримана завдяки апроксимації відповідних дискретних значень. Це дозволяє для поточних значень аргументів  $\tau_{\text{упр}(i)}$  та  $\Delta P_b$ , отриманих в процесі стендових випробувань двигуна, розраховувати відповідну подачу форсунки в проміжних точках її динамічної характеристики.

Функція  $P_c = f(\tau_{\text{упр}})$  на рис. 3.6 характеризує умовний перехід між характеристиками динамічної і статичної продуктивності і дозволяє виконати спрощений їх аналітичний опис за допомогою логічного оператора і апроксимуючих функцій.

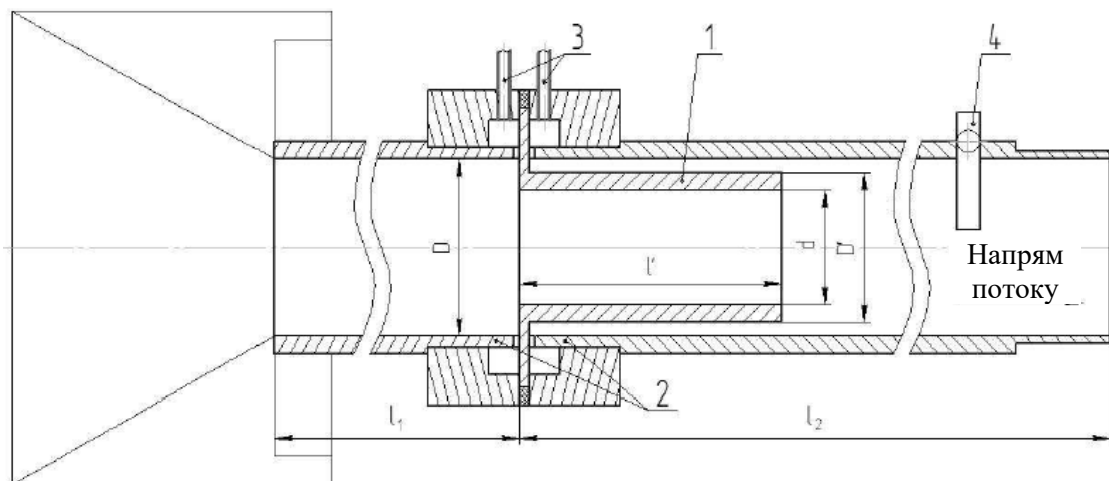
Таким чином, розроблена методика для вимірювання витрати палива не вимагає установки додаткових сенсорів в паливну систему і може бути застосована для визначення витрати палива за робочий цикл циліндра та двигуна в цілому під час його роботи на часткових режимах.

Величина витрати повітря двигуна визначається з метою оцінки якісного складу паливо-повітряної суміші, а також з перспективою подальшого вивчення характеристик токсичності двигуна в процесі його роботи на часткових режимах.

Якщо двигун працює на сталому режимі, величина об'ємної витрати повітря визначається за допомогою спеціального витратоміра: зовнішній вигляд та відповідний звужуючий пристрій якого зображені на рис. 3.7; ескіз в повздовжньому розрізі відповідно на рис. 3.8.



Рисунок 3.7. Зовнішній вигляд витратоміра повітря та звужуючого пристрою



1 - звужуючий пристрій; 2 - труба витратоміра (корпус); 3 - штуцери для відбору тиску перед і за звужуючим пристроєм; 4 - гільза термометра.

Рисунок 3.8. Повздовжній розріз витратоміра повітря

Коефіцієнт витрати для звужуючого пристрою циліндрового сопла визначається з виразу:

$$\alpha = 0,80017 - 0,01801 \cdot m_c + 0,7022 \cdot m_c^2 - 0,322 \cdot m_c^3 = 0,884, \quad (3.9)$$

де  $m_c$  - відносна площа звужуючого пристрою, визначається відношенням квадрату його внутрішнього діаметру  $d$  до квадрату внутрішнього діаметру труби витратоміра  $D$  (рис. 3.8).

### 3.3. Апаратура для визначення моменту обертання

Пристрої для вимірювання моменту обертання поділяють за принципом роботи на чотири класи: балансирні та трансмісійні динамометри, торсіонні прилади і перетворювальні установки за вторинними параметрами для вимірювання моменту обертання.

Ефективний момент обертання двигуна на сталому режимі роботи визначається на підставі показників вагового пристрою балансирного гальмівного динамометра з урахуванням втрат на тертя в системі.

Через велику інерційність неможливо реєструвати змінні значення крутного моменту під час застосування гальмівних динамометрів для дослідження часткових режимів роботи двигуна.

Торсіонні динамометри, на відміну від гальмівних, є безінерційними приладами та дозволяють реєструвати як середні в часі, так і значення крутного моменту двигуна, який безперервно змінюються на будь-яких режимах роботи.

У кваліфікаційній роботі ефективний крутний момент двигуна під час його роботи на сталих режимах визначався балансирним динамометром обкатувально-гальмівного стенду моделі КІ-5543 відповідно до інструкції з експлуатації та за виразом [13]:

$$M_e = \frac{P_{вес} \cdot l \cdot g}{\eta_t}, \quad (3.10)$$

де  $l$  - розрахункове плече вагового пристрою, для застосованого стенду становить 0,7162 м;

$P_{вес}$  - покази вагового пристрою вимірювання зусилля, кг;

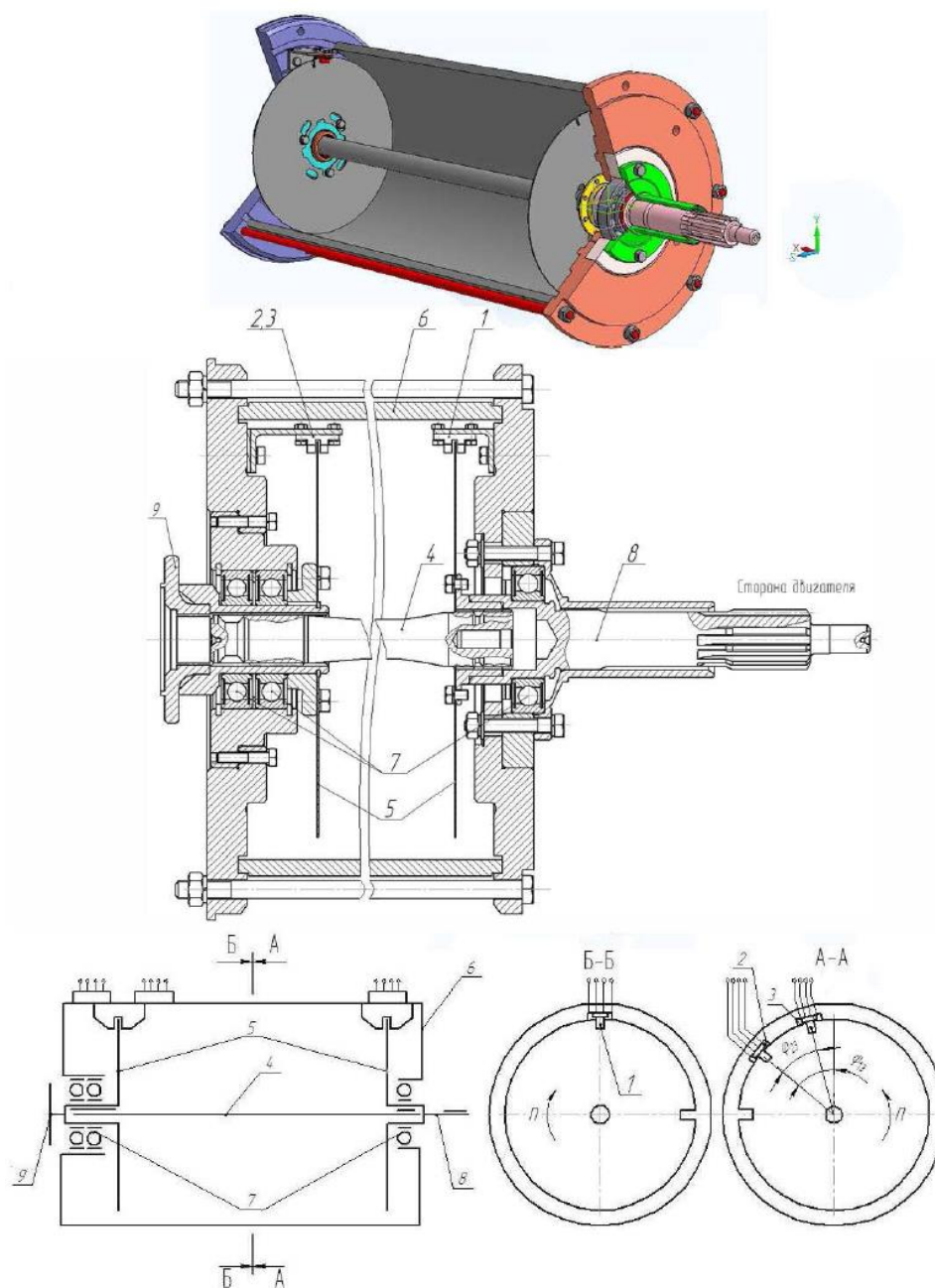
$\eta_t$  - ККД трансмісії стенду визначається виразом:

$$\eta_t = \eta_{\Pi}^5 \cdot \eta_{куи}^2, \quad (3.11)$$

де  $\eta_{\Pi}$  та  $\eta_{куи}$  – відповідно ККД кулькового радіального підшипника ( $\eta_{\Pi} = 0,997$ ) та карданного шарніра ( $\eta_{куи} = 0,995$ ).

Для вимірювання величини ефективного моменту обертання двигуна під час роботи на частковому режимі застосований торсіонний динамометр. Цей

пристрій класифікується як безконтактний електричний крутильний торсіонний динамометр [44], графічна модель і кінематична принципова схема якого приведені на рис. 3.9.



1, 2 3 - сенсори №1, №2 і №3 відповідно; 4 - торсіонний вал; 5 - вимірювальні диски; 6 - корпус, 7 - підшипники, 8 - вал привідний, 9 - фланець карданного валу.

Рисунок 3.9. Графічна модель, повздовжній розріз та кінематична принципова схема торсіонного динамометра



Ротор пристрою складається з торсіонного і привідного валів, вимірювальних дисків та фланця карданного валу. Ці деталі жорстко сполучені між собою і обертаються в підшипникових опорах щодо нерухомого корпусу, на якому розташовані сенсори. Корпус жорстко сполучений з блок-картером двигуна з метою забезпечення єдиної системи коливань.

Кожен вимірювальний диск має на колі по одному наскрізному прорізу, який є відмітчиком для відповідних сенсорів. На рис. 3.10 приведені фотографії (виконані з боку торсіонного валу) переднього (правого на рис. 3.9) вимірювального диска та сенсора №1 даного пристрою, а на рис. 3.11 відповідно заднього диска і сенсорів №2 та №3.

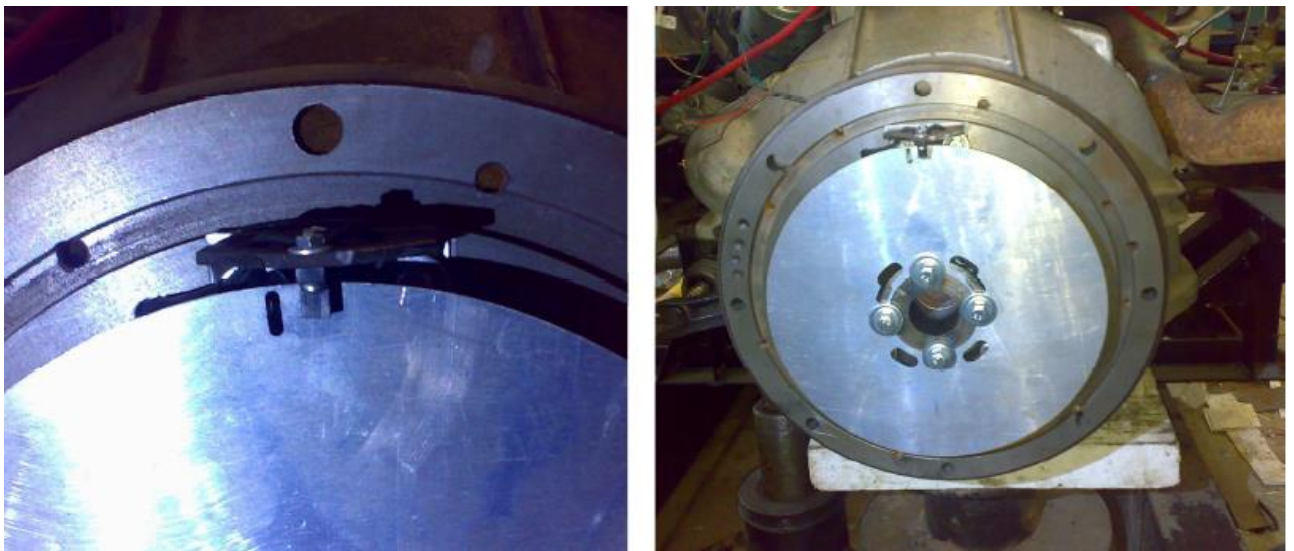


Рисунок 3.10. Передній складальний вузол динамометра, встановлений на картері зчеплення досліджуваного двигуна

Під час обертання ротора, на інформаційних каналах кожного сенсора виникає сигнал з частотою, рівній частоті обертання колінчастого валу двигуна. На рисл. 3.12 приведена фотографія розташування торсіонного валу в динамометрі.

На торсіонний вал діє пружна деформація кручення під час передачі моменту обертання. Якщо відомі параметри валу та величина кута скручування, то, згідно теорії пружності, можливо визначити значення крутного моменту:

$$M_e = \frac{\varphi_c \cdot G_p \cdot I}{L}, \quad (3.12)$$



Рисунок 3.11. Задній складальний вузол динамометра

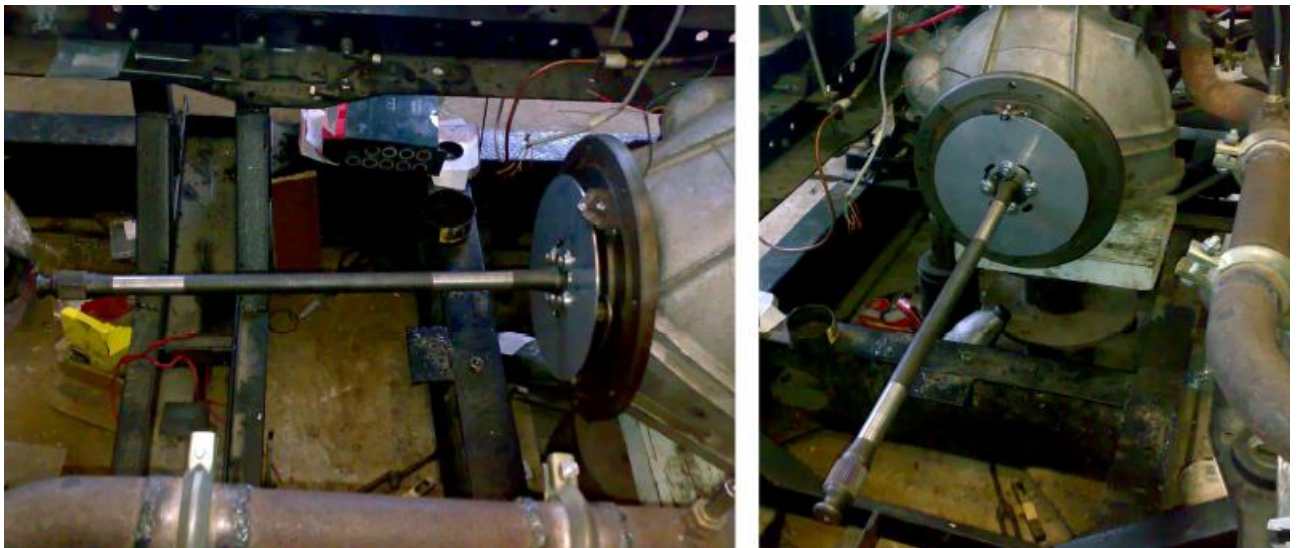


Рисунок 3.12. Торсіонний динамометр без корпусу та заднього складального вузла

Скручування торсіонного валу приводить до зміни кута взаємної установки вимірювальних дисків, що робить вплив на значення калібрувального параметра, визначуваного з виразу:

$$A = \frac{t_{12}}{t_{13}}, \quad (3.13)$$

де  $t_{12}$  - період часу між проходженням мітки першого вимірювального диска через сенсор №1 і мітки другого вимірювального диска через сенсор №2;

$t_{13}$  - період часу між проходженням мітки першого вимірювального диска через сенсор №1 і мітки другого вимірювального диска через сенсор №3.

Залежність величин періодів часу від частоти обертання ротора пояснюється тим, що зі зростанням останньої, мітки вимірювальних дисків швидше долатимуть відповідну кутову відстань між сенсорами. За умови збільшення обертів, величини  $t_{12}$  і  $t_{13}$  змінюються між собою пропорційно, тому немає впливу на значення калібрувального параметра  $A$ . Якщо періоди часу  $t_{12}$  і  $t_{13}$  змінюються не пропорційно, то параметр  $A$  відповідно міняє своє значення. Це доводить функціональну залежність (3.13).

Первинним завданням вимірювального комплексу приладу є реєстрація двох періодів часу: між спадами напруги сенсорів №1 і №2 ( $t_{12}$ ), а також між спадами напруги сенсорів №1 і №3 ( $t_{13}$ ).

На рис. 3.13 приведена електрична принципова схема підключення сенсорів динамометра. У вимірювальному комплексі приладу застосована автоматизована система збору даних моделі E-14-140-M фірми «L-Card» (позиція «b» на рис. 3.13). В якості сенсорів застосовуються оптичні пари КТІR 022DS, які значно краще зарекомендували себе в даному пристрої порівнюючи з сенсором "Хола" Сигнал, що генерується на клеммах 3 та 4 оптичної пари, надходить на відповідний аналоговий вхід автоматизованої системи збору даних (від X1 до X3), яка має підключення до ПК через USB- інтерфейс і активний підсилювач. Позиції «а» на мал. 3.13 відповідає блок резисторів (монтажний блок), опір кожного з яких складає 1кОм для групи  $R_1$  і 0,56 кОм для групи  $R_2$ .

На рис. 3.14 приведена фотографія динамометра, що знаходиться в робочому положенні з підключеною автоматизованою системою збору даних.

Розрахунок параметра  $A$  і відповідної йому величини  $M_e$  виконаний комп'ютерною програмою, створеною на мові «G» в середовищі LabViEW National Instruments спеціально для здійснення даного завдання. На рис. 3.15 приведені зображення лицьового вікна програми.

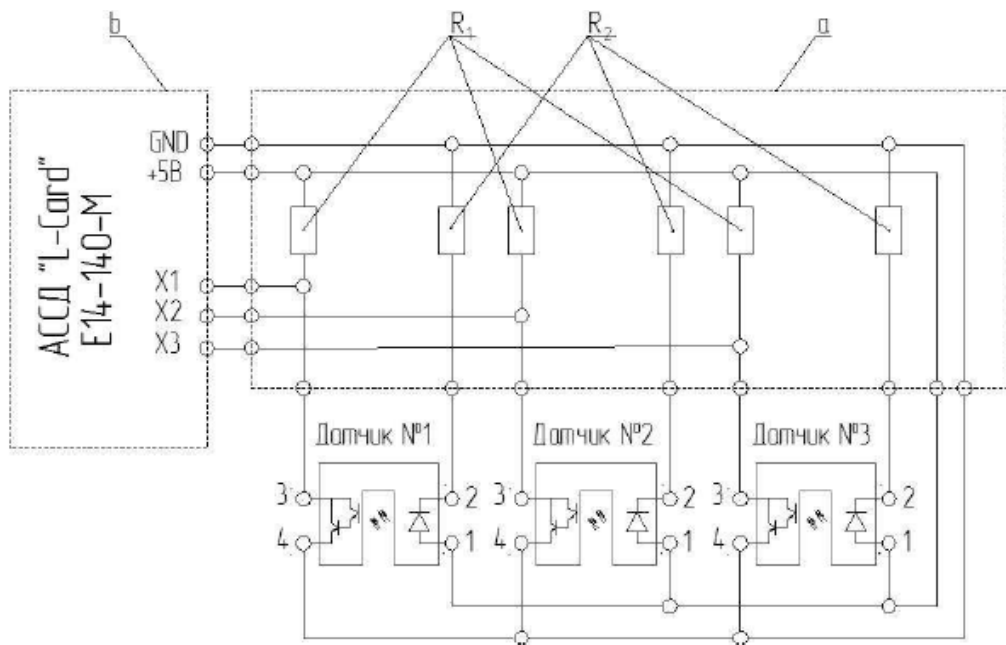


Рисунок 3.13. Електрична принципова схема підключення сенсорів торсійного динамометра

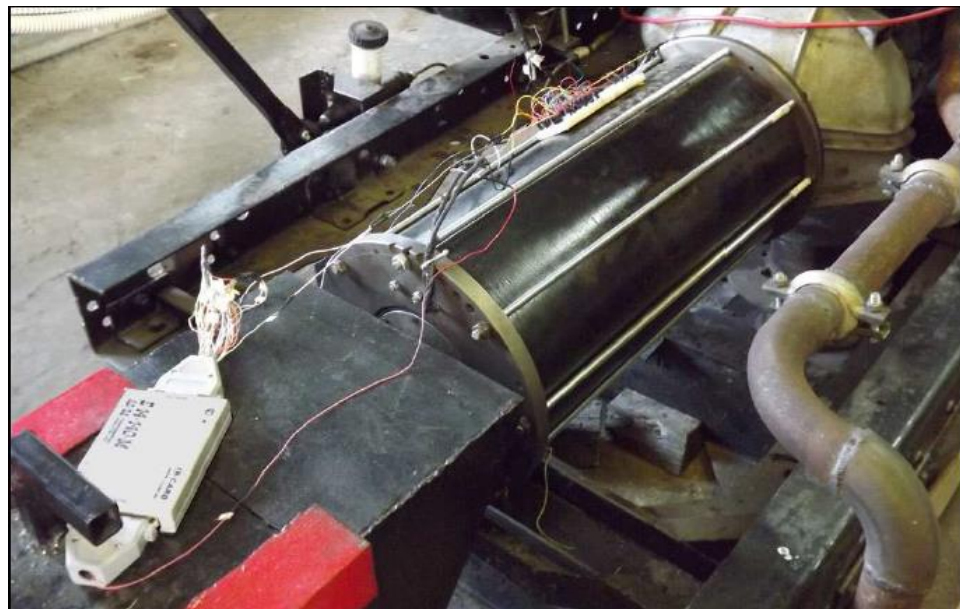


Рисунок 3.14. Динамометр в робочому положенні з підключеною автоматизованою системою збору даних

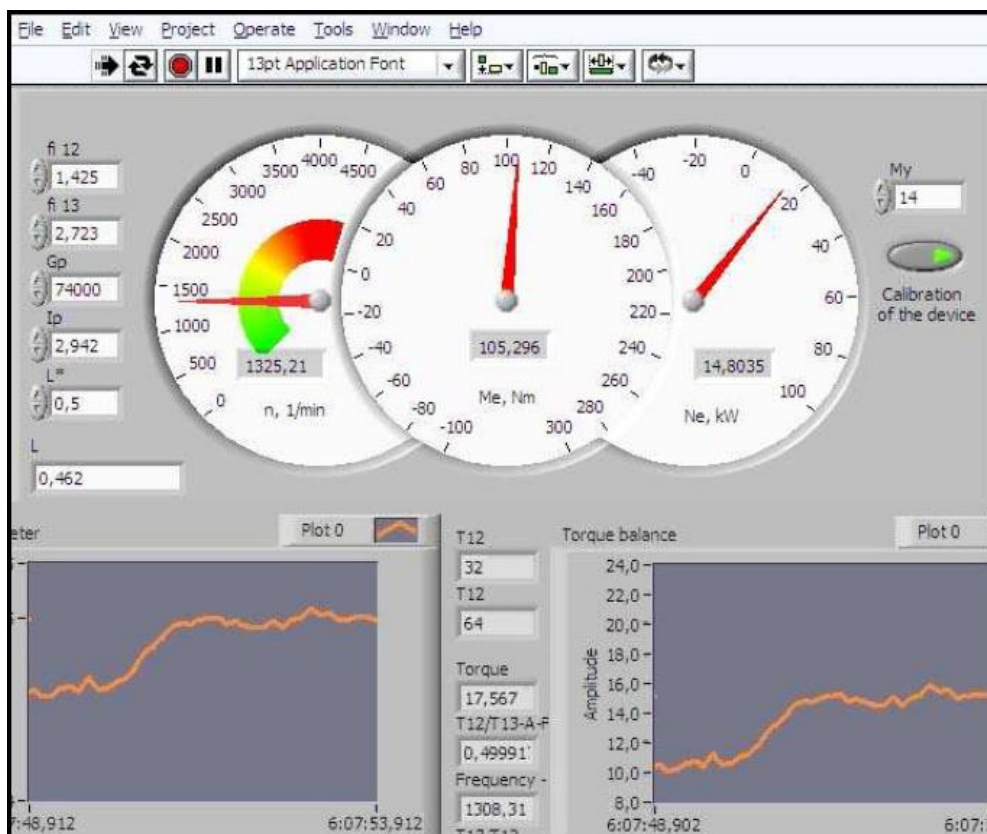


Рисунок 3.15. Віртуальні прилади програмного забезпечення динамометра

Ефективний момент обертання двигуна, який вимірювався за допомогою даного пристрою, в програмному середовищі визначається формулою (3.14). Як апроксимуюча функція для залежності (3.12) застосовується вираз:

$$M_e = f(A) = f\left(\frac{t_{12}}{t_{13}}\right) = f\left(\frac{\varphi_{12} + \varphi_c}{\varphi_{12} + \varphi_{23} + \varphi_c}\right) = \frac{\pi \cdot G_p \cdot I_p \cdot 10^6 \cdot \frac{A \cdot \varphi_{12} + A \cdot \varphi_{23} - \varphi_{12}}{1 - A}}{L \cdot 180} \quad (3.14)$$

### Висновки до розділу

1. Відповідно до прийнятих режимів для проведення експериментальних досліджень застосовано лабораторного стенду моделі KI-5543, модернізація якого дозволила виконати випробування двигуна Ford E5FA на часткових режимах роботи.

2. Застосовано сучасну методику для визначення продуктивності електромеханічної бензинової форсунки, що базується на вимірюванні тривалості управляючих електричних імпульсів і контролі перепаду тиску з подальшим розрахунком об'ємної подачі та відповідної витрати палива за робочий цикл циліндра і двигуна на часткових режимах роботи.

3. Для оцінки якісного складу паливо-повітряної суміші, а також з перспективою вивчення характеристики токсичності працюючого двигуна на відповідних несталих режимах, в кваліфікаційній роботі застосовано методику для визначення миттєвих значень масової витрати повітря за допомогою спеціального витратоміра.

4. Для розширення робочого діапазону та забезпечення оперативного автоматизованого регулювання виконана модернізація серійного електричного гальмівного пристрою лабораторної установки.

## 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

### 4.1. Результати лабораторних досліджень і їх аналіз

Від час стендових досліджень двигуна, він працював на сталих режимах і для різних поєднань навантаження та частоти обертання в дискретному вигляді отримані значення ефективної потужності та відповідна їм ефективна питома витрата палива. Також на сталих режимах визначена характеристика об'ємної витрати повітря двигуна, виконана верифікація розробленої методики для розрахунку циклової масової витрати палива (шляхом порівняння отриманих інтегральних результатів з фактичною масою витраченого бензину), а також виконана процедура тарування торсійного динамометра.

На рис. 4.1 приведена залежність ефективної потужності випробовуваного двигуна від частоти обертання колінчастого валу в безрозмірному вигляді. Дискретні значення  $N_e$  з кроком  $500 \text{ хв}^{-1}$  розраховані на підставі відповідних значень моменту обертання  $M_e$ , визначених дослідним шляхом при повному навантаженні. Апроксимація виконана по значеннях ефективної потужності, що зумовлено її характером, сприяючим застосуванню з відносно високою достовірністю функції полінома четвертого ступеня:

$$N_e(n, k=1) = f(n) = N_{e_{\max}} \cdot \left[ a_e + b_e \cdot \frac{n}{n_N} + c_e \cdot \left( \frac{n}{n_N} \right)^2 + d_e \cdot \left( \frac{n}{n_N} \right)^3 + e_e \cdot \left( \frac{n}{n_N} \right)^4 \right], \quad (4.1)$$

де  $a_e, b_e, c_e, d_e, e_e$  - поліноміальні коефіцієнти, рівні відповідно: -0.0824; 1,748; 3,953; -2,1759.

Функція ефективної потужності двигуна з урахуванням часткових навантажень (часткових швидкісних характеристик) продемонстровано у вигляді діаграми на рис. 4.2а як функція відносної ефективної потужності від частоти обертання і коефіцієнта використання потужності  $k$ . На рис. 4.2б показані лінії рівної потужності для часткових швидкісних характеристик. На рис. 4.3а відтворена ідентична діаграма  $N_e / N_{\max}$ , побудована на підставі виконаної серії експе-

риментів, для якої одним з аргументів замість коефіцієнта  $k$  є коефіцієнт навантаження  $\lambda$ .

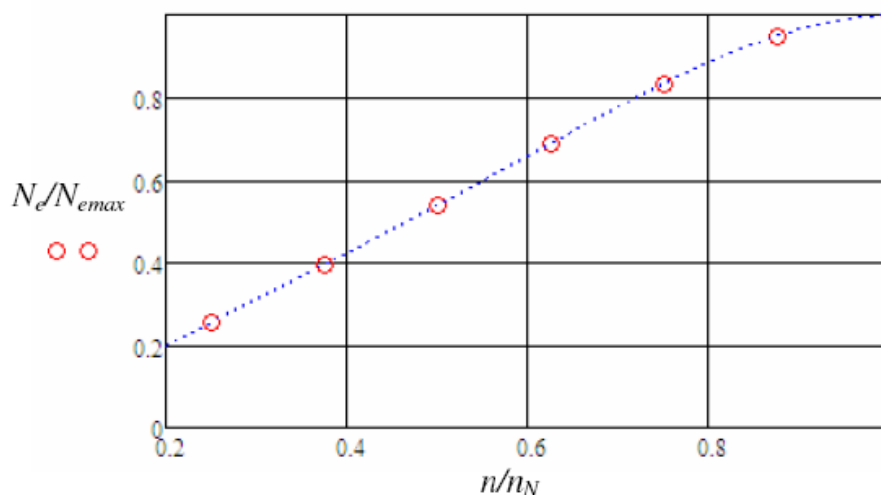


Рисунок 4.1. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна за коефіцієнт використання потужності  $k=1$ , представлена в безрозмірному вигляді

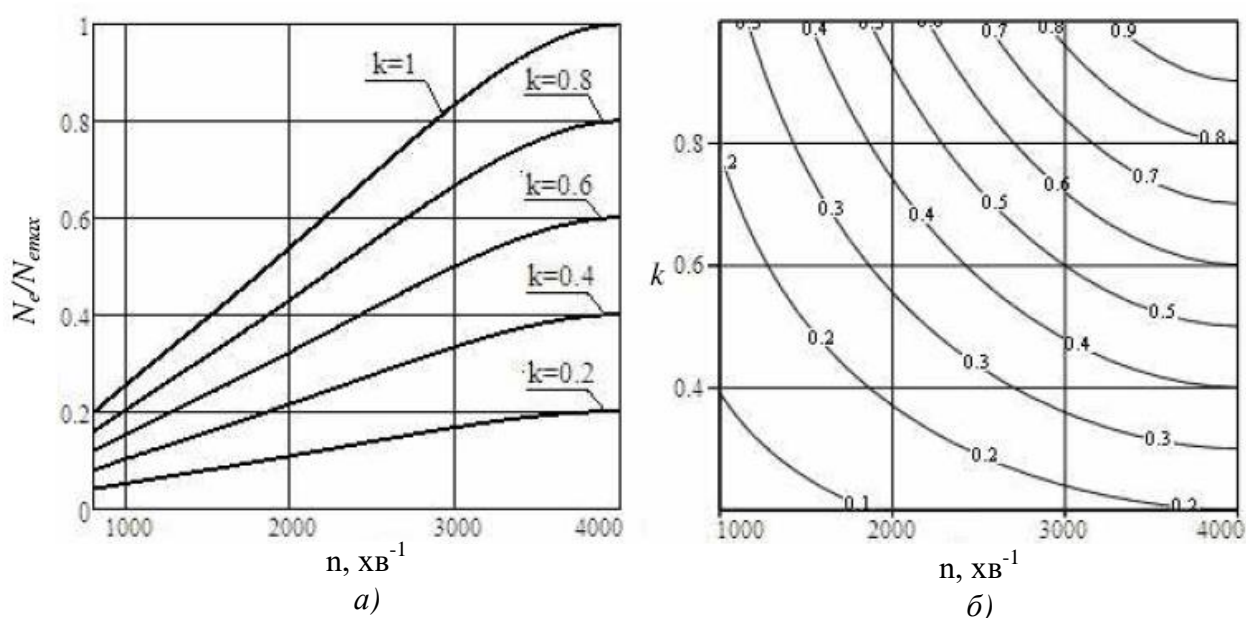


Рисунок 4.2. Діаграми ефективної потужності двигуна в безрозмірному вигляді,  $N_e/N_{\max} = f(n, k)$

Лінії рівної потужності на рим. 4.3б побудовані шляхом апроксимації отриманого в результаті стендових досліджень відповідного поля значень за допомогою системи комп'ютерної алгебри Mathcad.



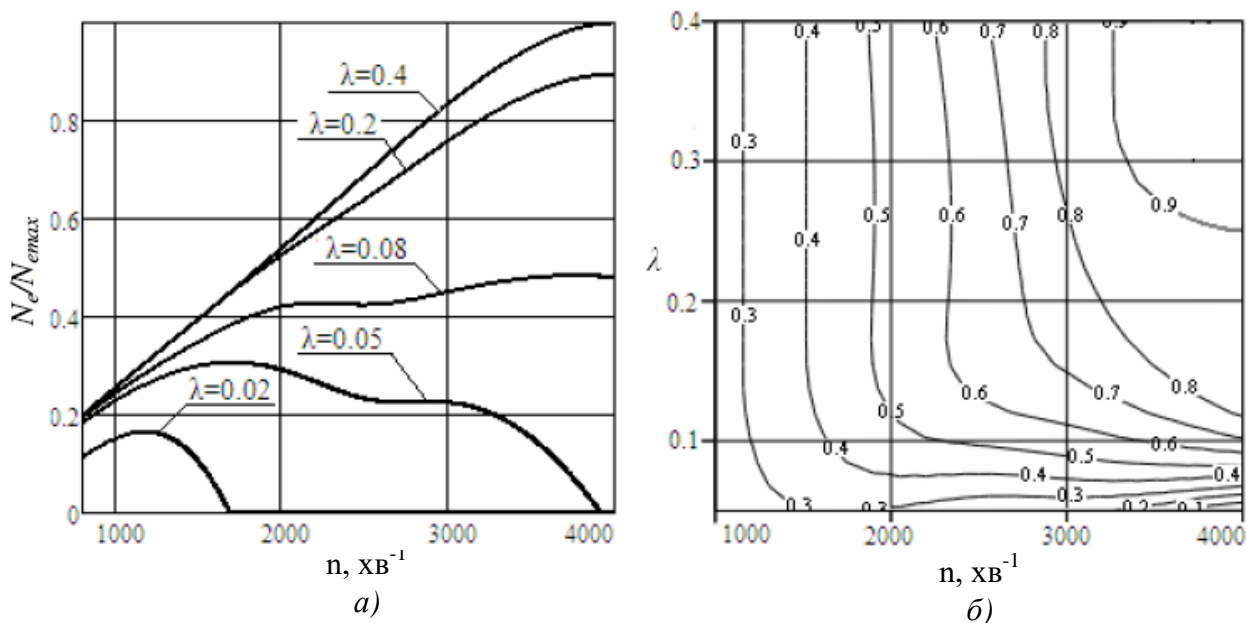


Рисунок 4.3. Діаграми ефективної потужності двигуна в безрозмірному вигляді,  $N_e/N_{\max} = f(n, \lambda)$

Беручи до уваги рекомендації (див. 2.1) про пріоритетність застосування коефіцієнтів  $k$  і  $\lambda$  для оцінки ступеня часткового навантаження двигуна з примусовим запалюванням під час його роботи на різних режимах, можна зробити висновок, що виконувати апроксимацію швидкісних характеристик доцільніше в координатах  $n$  і  $k$ . Досліджувати часткові режими роботи двигуна коректніше в координатах  $n$  і  $\lambda$ . Це обумовлено тим, що кожній частоті обертання двигуна відповідає своє значення відносної ефективної площі дросельного патрубка, при якій досягається максимальний момент обертання і, в загальному випадку, якщо  $n < n_N$ , то двигун повинен виходити на режим повного навантаження за неповного відкриття дросельної заслінки. Цей факт утрудняє коректну апроксимацію залежностей швидкісних характеристик елементарними безперервними функціями.

Для забезпечення можливості відтворення необхідного режиму навантаження двигуна за відсутності зворотного зв'язку по моменту обертання, а також для оцінки впливу величин  $\varepsilon$  та  $\delta$  на ефективні показники, параметр  $k$  необхідно представити функцією  $k = f(n, \lambda)$ . Ця залежність, отримана під час виконання експериментальних досліджень та відображена на рис. 4.4.

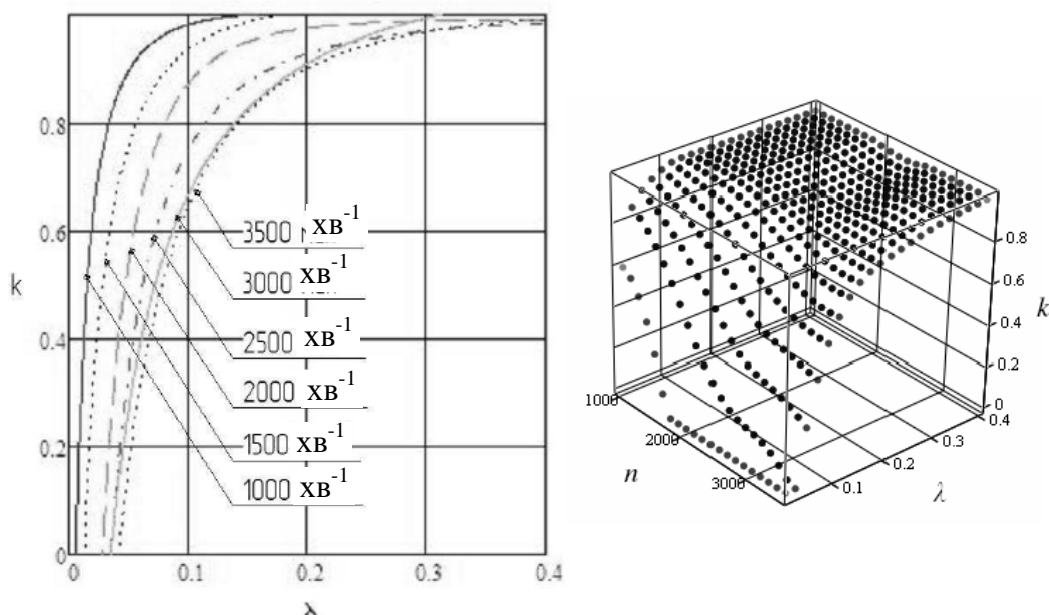


Рисунок 4.4. Зв'язок коефіцієнта використання потужності з коефіцієнтом навантаження двигуна

Аналізуючи приведений графік можна стверджувати, що дросельний патрубок досліджуваного двигуна підібраний із запасом по ефективному прохідному перерізу, оскільки на номінальній частоті обертання колінчастого валу при  $\lambda > 0,4$  вже не відбувається підвищення моменту обертання.

Результати дослідження залежності швидкісних характеристик ефективної потужності та ефективної питомої витрати палива двигуна Ford E5FA під час його роботи на сталих режимах з урахуванням часткових навантажень представлені в графічному вигляді на рис. 4.5. Дані залежності визначають універсальну швидкісну характеристику досліджуваного двигуна. Діаграма цієї характеристики у вигляді проєкцій залежностей  $g_e(n, k)$  та  $N_e(n, k)$  на площину з координатами  $n$  і  $k$  приведена на рис. 4.5а. За аналогією з рис. 4.2б на діаграмі показані лінії ефективної потужності для часткових навантажень. Зокрема точка «А» відповідає номінальному режиму роботи двигуна ( $n = n_N = 4000 \text{ хв}^{-1}$ ,  $k = \lambda = 1$ ,  $N_e = N_{emaX}$ ). Кожному значенню потужності, що розвивається, відповідає певний діапазон значень ефективної питомої витрати палива, по мінімальних значеннях якого проведена крива «1», яка показує економічну характеристику досліджуваного двигуна. Ця характеристика демонструє найвигідніші з позиції

паливної економічності сталі режими роботи двигуна, на яких кожному значенню  $N_e$  відповідає таке поєднання параметрів регулювання  $n$  та  $k$ , за яких забезпечується мінімальна величина  $g_e$ . На діаграмі точка «В» відповідає мінімальній ефективній питомій витраті палива досліджуваного двигуна, який складає 272 г/(кВт год) і досягається на сталому режимі роботи при  $n=1380 \text{ хв}^{-1}$  та  $k = 0,9$ ; ефективна потужність становить 22,5 кВт,  $\lambda=0,082$ , ефективний ККД  $\eta_e$  рівний 0,303. На рис. 4.5 (б) приведена характерна залежність  $\eta_e = f(n, k)$  у вигляді поверхні.

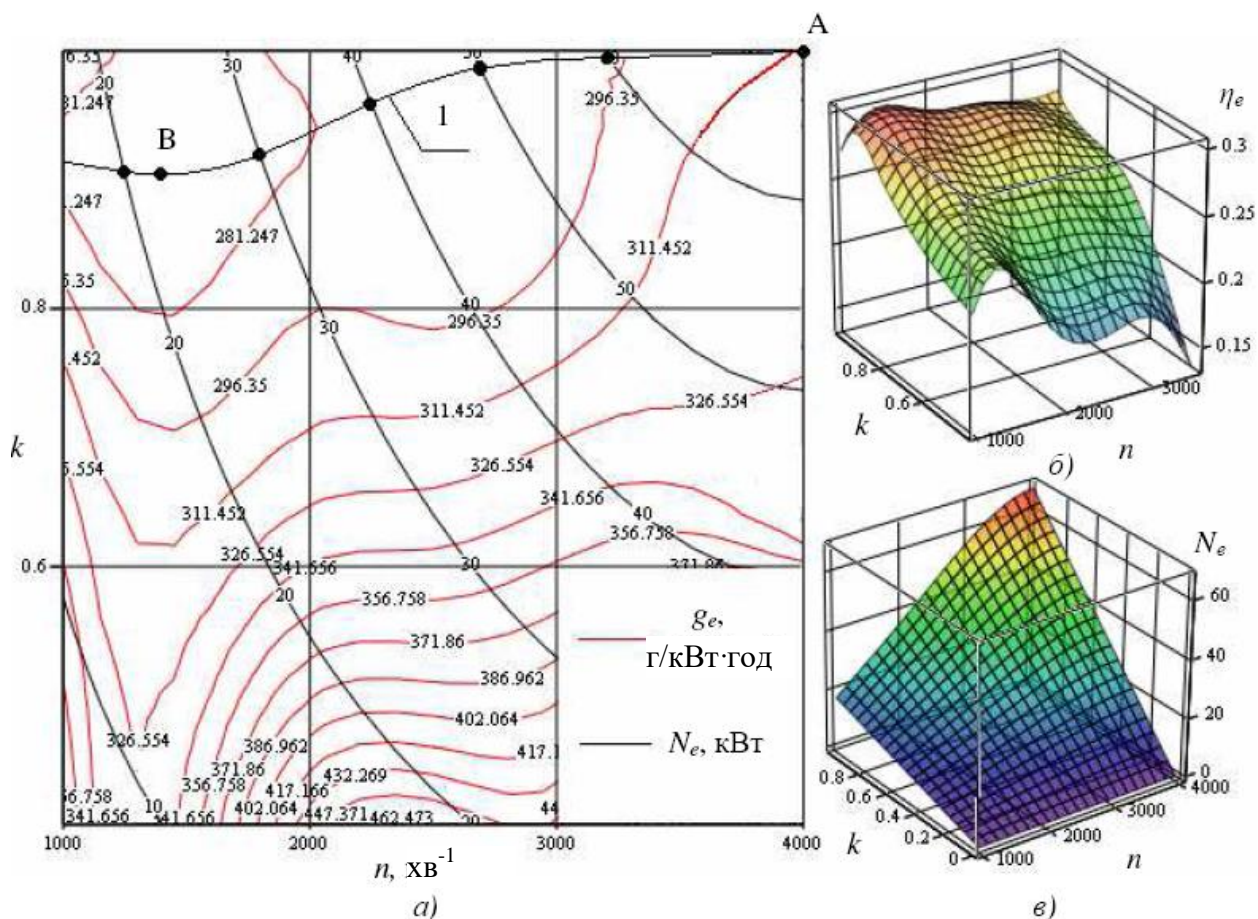


Рисунок 4.5. Діаграма універсальної швидкісної характеристики двигуна (а) і поверхні відповідних ефективних показників ККД (б) і потужності (в)

Аналізуючи приведену на рис. 4.5 (а) діаграму універсальної швидкісної характеристики двигуна, можна стверджувати, що за умови зменшення  $k$  питома витрата палива спочатку знижується завдяки виходу двигуна з режиму високої потужності. В дальнішому питома витрата палива знову збільшується завдяки зниженню коефіцієнта наповнення циліндрів і, як наслідок, зменшенню

середнього ефективного тиску. Закономірності зміни ефективної питомої витрати палива та ефективної потужності залежно від частоти обертання колінчастого валу обумовлені, втратами робочого тіла, тепловими втратами та величиною коефіцієнта наповнення циліндрів, який визначається параметрами кривошипно-шатунного і газорозподільного механізмів.

#### 4.2. Результати оптимізації передавального числа трансмісії

Загальне відносне зниження витрати палива в їздовому циклі визначається відношенням сумарних мас палива, витрачених за цикл автомобілем, оснащеним серійною коробкою передач, і автомобілем з оптимізованими значеннями передавального числа даних передач.

Можливість врахування додаткових часткових критеріїв в розглянутій задачі оптимізації, продемонстрована на прикладі такого показника динамічних якостей автомобіля, як часу подолання ділянки шляху 400 м. Даний критерій застосовується як додаткове до цільової функції відоме дослідження [5], а також регламентується стандартом [14] для оцінки швидкісних властивостей автомобіля.

На рис. 4.6 в координатах передавальних чисел 2-а і 3-а передачі коробки передач приведена діаграма показника паливно-економічної ефективності  $E_{\text{ц}}$  під час руху автомобіля в умовах міського їздового циклу, а також вибраного оцінного показника динамічності  $E_{\text{т}}$ , який визначається відношенням часу подолання ділянки шляху 400 м з серійною КП при розгоні з місця  $t_{\text{с}}$  до відповідного часу  $t_{\text{м}}$  при змінених передавальних числах 2-ої та 3-ої передачах -  $U_{(2)}$  і  $U_{(3)}$  відповідно.

На діаграмі точка «А<sub>С</sub>», розташована в координатах  $\{ U_{(2)}=2,34; U_{(3)}=1,395 \}$ , відповідає трансмісії серійного автомобіля, при цьому загальна відносна ефективність по зниженню витрати палива в їздовому циклі  $E_{\text{ц}}$ , а також відносна ефективність підвищення динамічних якостей  $E_{\text{т}}$ , відповідно, рівні ну-

лю. Відповідно з результатами досліджень точка « $A_0$ », розташована в координатах  $\{U_{(2)}=2,65; U_{(3)}=1,3\}$ , відповідає оптимізованому ряду передавальних чисел. В цьому випадку величина  $E_{ц}$ , відповідно, становить 4,758%, а величина  $E_t$  погіршується до -2,745%.

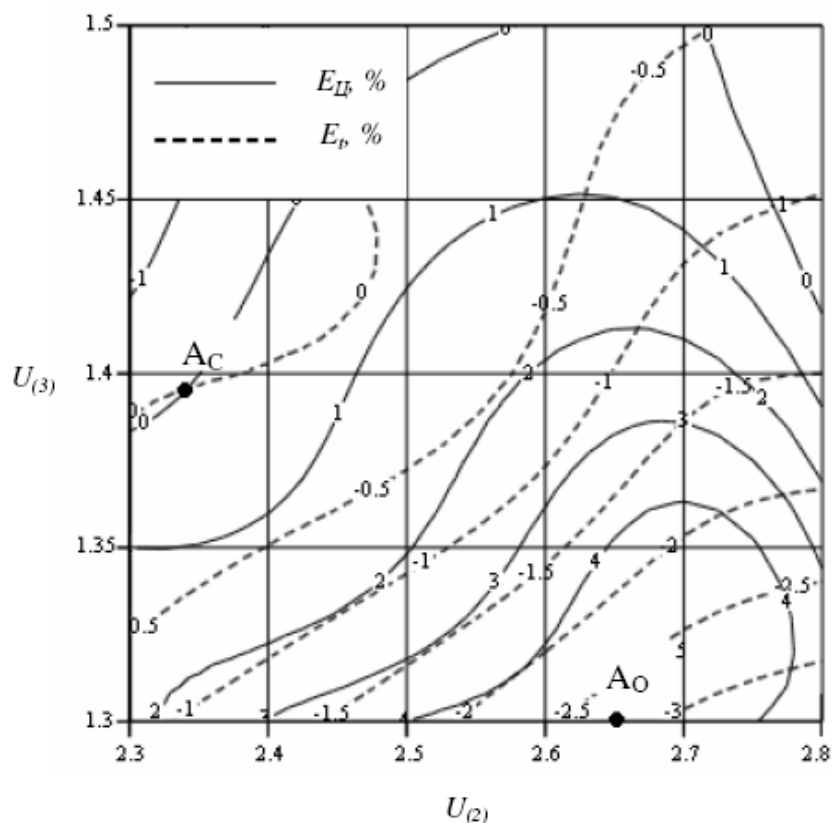


Рисунок 4.6. Діаграма вибору передавального числа коробки передач за критеріями економічності в їздовому циклі ЕСЕ-15 і часі розгону з місця на ділянці 400 м ( $U_{(1)}=4,05, U_{(4)}=1$ )

Представлена діаграма дозволяє вибрати передавальні числа коробки передач на підставі взаємного врахування паливно-економічних і тягово-швидкісних властивостей автомобіля відповідно до вибраних критеріїв ефективності.

Всі значення передавальних чисел області визначення діаграми забезпечують можливість руху даного автомобіля в умовах їздового циклу NEDC. Діаграма, у разі потреби, може бути доповнена лініями рівних значень інших часткових критеріїв для оцінки ефективності процесу руху автомобіля.

Для оцінки комплексної відносної ефективності застосування оптимізованого ряду передавальних чисел коробки передач, необхідно розглянути додаткові конструктивні та технологічні питання, пов'язані з можливістю його практичної реалізації на прикладі вибраного автомобіля.

Конструкційні особливості зубчатих передач вносять корективи у фактичні значення передавальних чисел. В деяких окремих випадках навіть можуть поставити під сумнів практичне значення результатів даного дослідження в цілому.

Практична реалізація оптимізованого ряду передавальних чисел в рамках даного дослідження може бути здійснена декількома варіантами модернізації трансмісії серійного автомобіля:

1) заміна в воробці передач зубчатих пар розташованих на проміжному і вторинному валах для 2-ої, 3-ої і 5-ої передач; даний варіант є відносно недорогим, оскільки вся решта деталей редуктора, зокрема і корпус, залишається без змін; перевагою в цьому випадку також є значення передавального числа 1-ої передачі, відповідне серійній коробці передач; недолік - неможливість практичної реалізації оптимізованого передавального числа для 4-ої передачі;

2) заміна відповідних зубчатих пар в коробці передач (аналогічно попередньому варіанту модернізації) сумісно із зміною передавального числа головної передачі; це забезпечує відносно велику збіжність фактичного ряду загального передавального числа трансмісії з оптимізованим; до того ж заміна головної передачі дозволяє практично наблизитися до необхідного загального передавального числа трансмісії на прямій передачі; проте даний варіант модернізації може вимагати також зміни передавального числа 1-ої передачі;

3) проектування нової конструкції коробки передач в сукупності зі зміною передавального числа головної передачі; даний варіант дозволяє отримати найбільшу відповідність фактичного ряду передавальних чисел трансмісії оптимізованому (за рахунок можливості варіювання на етапі проектування міжосьовою відстанню коробки передач та іншими геометричними параметрами редукторів відповідно до заданих передавальних чисел); даний підхід є найбільш витратним в економічних відносинах та недоцільним з погляду технічної експлуатації, проте він цілком застосовний під час проектування нових моделей

автомобілів з урахуванням взаємодії характеристик застосованого двигуна і умов експлуатації;

4) зміна передавального числа тільки головної передачі; цей підхід також є відносно недорогим, допускає можливість застосування серійних головних передач від інших модифікацій даного автотранспортного засобу з іншими значенням передавального числа; проте, даний варіант забезпечує, зокрема, якнайгіршу відповідність загальних передавальних чисел трансмісії з оптимізованими зважаючи на колишні закономірності між передавальними числами коробки передач. У цьому окремому випадку дана модернізація може порушити умови вибору передавального числа 1-ої передачі, що вимагає внесення змін в конструкцію коробки передач.

Раціональний вибір практичного варіанту реалізації оптимізованого ряду передавальних чисел залежить від декількох чинників, серед яких вагомими є вартість модернізації і отримана у результаті відповідність рядів передавальних чисел, виражена показниками відносного зниження витрати палива в даних експлуатаційних умовах.

У кваліфікаційній роботі найефективнішим, з погляду автора, є перший варіант модернізації, який розглядає заміну відповідних зубчатих пар 2-ої, 3-ої і 5-ої передач коробки на спеціально виготовлені.

## **Висновки до розділу**

1. Для вирішення задачі синтезу оптимальних функцій режимних і деяких конструкційних параметрів силової установки експериментально визначені швидкісні характеристики ефективної потужності та ефективної питомої витрати двигуна, а також характеристику приведеної потужності опору руху автомобіля.

2. Встановлено, що відповідно до конфігурації силової установки даної моделі автомобіля, а також з урахуванням прийнятих обмежень задачі оптимізації, функції параметрів регулювання двигуна, які зумовлюють паливну еко-

номічність автомобіля в процесі його руху в умовах заданого їздового циклу, визначаються виключно значеннями передавальних чисел трансмісії.

3. Цільова функція задачі оптимізації представлена у вигляді системи з чотирьох залежностей (відповідно до кількості значень передавальних чисел, що оптимізуються), кожна з яких зумовлює витрачене автомобілем кількість палива в процесі руху по ділянках їздового циклу на відповідній передачі в коробці передач. Встановлено, що в деяких випадках, цільова функція поблизу свого мінімуму може мати відносно пологої ділянку, в якій збільшення значення передавального числа вище за оптимальний не спричиняє значне погіршення паливної економічності. Даний ефект може бути застосований для раціонального поліпшення тягово-швидкісних властивостей автомобіля.



## **5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАСЕЛЕННЯ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

### **5.1. Основні завдання охорони праці**

До основного завдання відносять створення та постійна підтримка високого рівня у підприємствах здорових та безпечних умов праці, що запобігають виробничому травматизму та захворюванням, підвищення і продовження працездатності людей.

Без поліпшення санітарно-гігієнічних умов і техніки безпеки, підвищення культури виробництва, скорочення ручної, малокваліфікованої і важкої фізичної праці не можливе збільшення продуктивності праці кожного працівника та ефективності транспортної галузі в цілому.

Насичення транспортних процесів енергетичними потужностями, швидкісними високопродуктивними машинами вимагає своєчасного виявлення потенційних небезпек на виробництві, попередження професійних захворювань працюючих, створення безпечних та здорових умов праці.

### **5.2. Аналіз стану охорони праці в транспортному підприємстві**

Згідно чинного законодавства, відповідальність за стан охорони праці у підприємстві покладена на керівництво, яке несе відповідальність за організацію роботи з охорони праці, та своїм рішенням назначає відповідального за охорону праці.

В нашому випадку цю функцію виконує заступник директора. Рішенням правління призначається відповідальні за стан охорони праці по галузях виробництва – головні спеціалісти, а по виробничих підрозділах – керівники підрозділів. Щоденний догляд за виконанням заходів по охороні праці і їх фінансування в транспортному підприємстві здійснює інженер по техніці безпеки. Він

здійснює і складає разом з головними спеціалістами план заходів по охороні<sup>75</sup> праці, веде облік і звітність виробничого травматизму, аналізує його причини. Інженер по техніці безпеки веде контроль за забезпеченням працівників спецодягом, індивідуальними засобами захисту.

Кожного року всі спеціалісти проходять курсове навчання з наступною перевіркою знань комісією, в склад якої входять головний інженер, інженер по техніці безпеки і голова профспілки. Крім цього спеціалісти проводять пропаганду безпечних прийомів роботи, організують лекції з наведенням конкретних прикладів, вивішують плакати на видних місцях.

Для пропаганди правил безпеки і охорони праці в ремонтній майстерні, на пунктах ТО обладнані стенди з охорони праці. Тут зібрані основні наочні засоби, що відображають найконкретніші для даної галузі вимоги техніки безпеки та виробничої санітарії.

В транспортному підприємстві є, у визначеній начальником пожежно - сторожової охорони кількості інвентар (лопати, сокири, відра, вогнегасники), з яким в разі пожежі працівники повинні приймати участь у її ліквідації. На охорону праці в підприємстві щорічно асигнуються кошти. Розміри асигнувань з року в рік зростають. І це дає можливість значно попереджувати виробничий травматизм та професійні захворювання у підприємстві.

Таблиця 5.1 - Фінансування заходів з охорони праці у транспортному підприємстві

Показник	Роки		
	2021	2022	2023
Кількість працівників, чол.	32	26	20
Асигнування на охорону праці та протипожежні заходи, тис. грн..	32,9	39,6	44,3
В тому числі на одного працюючого, тис. грн.	1,03	1,52	2,21
Витрати на придбання спецодягу, тис. грн..	10,9	12,3	14,5
Витрати на миюче дезінфікуючі засоби	8,2	10,8	12,6
Витрати на протипожежні заходи, тис. грн.	7,5	8,8	9,2
Інші витрати	3,2	5,8	5,9

При скороченні кількості працюючих через реорганізацію підприємства, загальні асигнування на охорону праці та протипожежні заходи зросли на 34,4 %. Аналогічно, спостерігається ріст затрат на окремі складові, зокрема, на спецодяг (33%), на миюче дезінфікуючі засоби (53,6%), на протипожежні заходи (22,6%).

Таблиця 5.2 - Статистичні показники травматизму

Показник	Роки		
	2021	2022	2023
Кількість нещасних випадків	6	9	4
Сумарна кількість днів тимчасової непрацездатності	85	123	37
Показник частоти травматизму	15,7	23,5	6,2
Показник важкості травматизму	11,8	23,2	5,9
Показник втрат	198,2	253,4	99,3
Сумарні грошові втрати від виробничого травматизму. грн.	2358,9	5632,6	754,3

Кількість нещасних випадків за три останні роки в підприємстві зменшилась. В основному, це пов'язане із зменшенням кількості працюючих та інтенсивності виробництва. Також, спостерігається зменшення показника травматизму з 15,7 до 6,2 та показника важкості травматизму з 11,8 до 5,9.

### 5.3. Організація охорони праці

Основним завданням організації охорони праці є створення здорових і безпечних умов праці. Організація охорони праці у транспортному підприємстві здійснюється згідно Законів України “Про охорону праці”, “Про пожежну безпеку”. Керівництво і відповідальність за організацію роботи по охороні праці у підприємстві покладено на власника.

Провівши аналіз стану охорони праці у підприємстві, відмічено ряд важливих недоліків. Насамперед, працівники підприємства не пройшли такі види інструктажу як вступний та на робочому місці, і не ведеться журнал інструктажів з техніки безпеки. В документальному плані немає всіх розроблених і за-

тверджених інструкцій згідно з положенням про розробку інструкцій з охоро-<sup>77</sup>  
рони праці.

Оглядаючи територію підприємства, було виявлено, що як на площадці для стояки транспортних засобів так і в майстерні та деяких пунктах ТО не має достатньої кількості протипожежних щитів та вогнегасників.

Територія підприємства не відокремлена від житлової забудови санітарно-захисною зоною і не відгороджена парканом, що не відповідає вимогам до улаштування та утримання території підприємства.

Майстерня, яка розміщена у дворі підприємства, обігривається газовим примусом, що є небезпечним. У приміщенні майстерні не передбачена вентиляція, що спричиняє загазованість приміщення, а це негативно впливає на здоров'я працівників. Слід зазначити також, що майстерня не має загального рубильника для відключення електроенергії, а використання електропродовжувачів саморобного виготовлення спричинили два випадки травматизму. Потрібно відзначити те, що не всі транспортні засоби забезпечені аптечками першої допомоги.

У гаражних приміщеннях вікна виготовлені із склоблоків, які створюють в приміщенні недостатнє природне освітлення, особливо в осінньо-зимовий період. При цьому існує потреба в штучному освітленні, яке на даний час є недостатнім.

Отже, існує необхідність щодо покращання умов праці та дотримання правил техніки безпеки, що певним чином впливає як на стан здоров'я працівників, так і на продуктивність праці.

Підприємству слід звернути увагу на пожежну безпеку, тобто всі приміщення повинні забезпечуватись первинними засобами пожежегасіння, у кількості, як визначається розрахунками, викладених у Правилах пожежної безпеки на Україні. Для їх розміщення потрібно встановити спеціальні пожежні щити, а вогнегасники розмістити на висоті не вище 1,5 м від рівня підлоги до нижнього торця вогнегасника і на відстані від дверей, достатній для їх повного відчинення.

У майстерні потрібно вдосконалити систему опалення. Крім цього необхідно вмонтувати природну вентиляцію.

Для збирання сміття повинен бути встановлений контейнер-сміттезбірник з кришкою, який потрібно встановити на відстані на менше 25 м від господарських будівель, на площадці із твердим покриттям.

З метою покращення стану охорони праці та виробничої санітарії у автопарку підприємства розроблено ряд пропозицій. Зокрема, запропоновано покращити освітлення у приміщенні майстерні технічного обслуговування та ремонту автомобілів, ущільнити віздрні ворота та очистити проходи у оглядових ямах. Передбачувана сума затрат на ці роботи орієнтовно становить 3 тис. грн.

Для оцінки ефективності запропонованих заходів з покращання умов і охорони праці у автопарку порівняємо наслідки травматизму у грошовому виразі, а також затрати на ці заходи до і після їх впровадження.

Загальні матеріальні витрати внаслідок травматизму і захворювань обчислюємо за формулою:

$$M_3 = P_T + P_L, \quad (5.1)$$

де  $P_T$  – матеріальні наслідки травматизму;

$P_L$  – матеріальні наслідки захворювань, пов'язані із несприятливими умовами праці, грн.

На основі звітів та облікових документів складемо таблицю показників матеріальних наслідків травматизму і таблицю матеріальних наслідків в результаті захворювань (табл. 5.3 і 5.4)

Отже, сумарні матеріальні витрати в результаті травматизму і захворювань, обчислені за формулою 5.1 становлять:

$$M_3 = 47360 + 112640 = 160 \text{ тис. грн.}$$

Внаслідок впровадження рекомендованих заходів з охорони праці, втрати за статистичними даними повинні зменшуватися на 25 відсотків. Таким чином, матеріальні витрати також зменшуються на 25 відсотків.

$$P_{ТП} = P_T \times 75\% = 47360 \times 0,75 = 35520 \text{ грн.}$$

$$P_{ЛП} = P_L \times 75\% = 112640 \times 0,75 = 85510 \text{ грн.}$$

Таблиця 5.3 - Показники матеріальних наслідків травматизму в автопарку  
в 2023 році

№ п/п	Показники	Значення показників
1	Дні непрацездатності, які виникли в наслідок виробничого травматизму, дні	37
2	Середньоденна заробітна плата одного працівника, грн.	480
3	Витрати на оплату лікарняних листків, грн.	17760
4	Середньоденна вартість виробітку одного працівника, грн.	1760
5	Вартість недоданої продукції, грн.	47360

Таблиця 5.4 - Розрахунок матеріальних наслідків в результаті захворювань пов'язаних із несприятливими умовами праці в автопарку

№ п/п	Показники	Значення показників
1	Затрати праці в результаті захворювань, дні	64
2	Середньоденна заробітна плата одного працівника, грн.	480
3	Витрати на оплату лікарняних листків, грн.	30720
4	Середньоденна вартість виробітку одного працівника, грн.	1760
5	Вартість недоданої продукції у результаті захворювання, грн.	112640

Звідси загальні матеріальні витрати на перспективу у транспортного підприємства становитимуть:

$$M_{зп} = P_{тп} + P_{пл} = 35520 + 85510 = 120,3 \text{ тис. грн.}$$

Економічний ефект заходів з покращання умов праці можна визначити за формулою:

$$E = \Pi_d + C_{\text{л}} - K, \quad (5.2)$$

де  $\Pi_d$  – додаткова продукція, отримана в результаті зниження виробничого травматизму, грн., ( $\Pi_d=40,8$  тис грн.);

$C_{\text{л}}$  - кошти, зекономлені на оплату лікарняних листів, грн., ( $C_{\text{л}}=28,6$  тис грн.);

$K$  - сума коштів, затрачених на заходи по попередженню нещасних випадків і захворювань у підприємстві, грн., ( $K=30$  тис. грн.).

Підставивши дані у формулі (3) одержимо:

$$E = 40,8 + 28,6 - 30 = 39,4 \text{ тис. грн.}$$

Окупність вкладень визначаємо за формулою:

$$C = \frac{K}{E}; \quad (5.3)$$

$$\tilde{N} = \frac{30}{39,4} = 0,76.$$

Одержані показники розрахунку заносимо в табл. 5.5.

Таблиця 5.5 - Економічна ефективність заходів з покращання умов охорони праці у автопарку

№ п/п	Показники	Значення показників
1	Дні непрацездатності, які виникли в наслідок виробничого травматизму та захворювань, дні	101
2	Затрати на оплату лікарняних листків, тис. грн.	48,6
3	Вартість недоданої продукції, тис. грн.	160
4	Економічна ефективність від запровадження заходів по покращанню умов праці, тис. грн.	39,4
5	Капіталовкладення на покращання умов і охорони праці, тис. грн.	30
6	Термін окупності вкладених капіталовкладень, роки	0,76

Отже, економічна ефективність від впровадження заходів по<sup>81</sup> покращанню умов праці у автопарку підприємства становить 39,4 тис грн.

#### **5.4. Техніка безпеки для виконання автомобільних перевезень**

Перед випуском автомобілів і причепів на лінію механік зобов'язаний старанно перевірити їх придатність до роботи і зробити відповідну відмітку в шляховому листі. Керівництво не має права заставити, а шофер не повинен виїздити на несправному автомобілі, стан якого не відповідає правилам технічної експлуатації і техніки безпеки. Перед виїздом на лінію водій повинен бути повідомлений про особливості їзди в тумані, при ожеледиці, а також про характер вантажу [23].

Використовувати водіїв на розвантажувально-навантажувальних роботах забороняється. Якщо водій або люди, які знаходяться в автомобілі при виконанні тих чи інших робіт ставляться в умови, небезпечні для життя і здоров'я, водій повинен негайно довести це до відома керівництва і зробити відповідну відмітку у шляховому листі. Продовження роботи після такої заяви може бути тільки з дозволу керівництва. Буксирування несправних автомобілів, як правило дозволяється тільки на автомобілях технічної допомоги, які обладнані причіпним пристосуваннями.

На звичайних вантажних автомобілях можна буксирувати тільки в тих випадках, коли необхідна невідкладна допомога. При несправності рульового керування і переднього моста необхідно автомобіль перевозити на платформі іншого автомобіля. При буксирові на легкій зчіпці дозволяється транспортувати тільки один автомобіль, а жорсткій – два автомобіля. Швидкість руху автомобіля при буксируванні несправного автомобіля не повинна перевищувати 30 км/год [23].

Автомобілі, які працюють на збиранні врожаю повинні бути обладнані іскрогасниками на вихлопній трубі і кожухом з листової сталі. Крім того їх треба забезпечити вогнегасниками і штиховою лопатою.



Автоцистерни, причеи і бортові автомобілі, які призначені для перевезення горючих рідин, необхідно забезпечити вогнегасниками, баграми і штиховою лопатою. Задні стінки кабін повинні бути оббиті сталлю. Глушники таких автомобілів повинні бути захищені азбестовими кожухами, винесеними вперед до радіатора і повернути таким чином, щоб вихлопні гази мали напрямок до землі під кутом 45°. На автомобілях, які призначаються для перевезення вантажів і паливно-мастильних матеріалів забороняється курити.

При тимчасовому розміщенні автомобілів в польових умовах необхідно дотримуватись наступних правил протипожежної безпеки:

- стоянки автомобілів влаштовувати на очищеній від стерні і сухої трави площадках;
- обороти круг смугою 1 м і розміщувати не ближче ніж 100 м до будівель, лісових масивів, скирт соломи, сіна і на площадках автомобілі необхідно влаштовувати колонами при їх числі не більше 10 і при розриві між автомобілями не менше 1 м та між колонами не менше 10 м.

Паливно-мастильні матеріали для автомобілів необхідно розміщувати на очищеній від стерні площадці на віддалі не менше 100 м від місць збирання і обмолочення посівів, скирт соломи, стоянок автомобілів і не менше 50 м від будівель. На стоянках автомобілів і місцях зберігання паливно-мастильних матеріалів забороняється курити, розводити вогнища.

## **5.5. Захист населення у надзвичайних ситуаціях**

Одним із найважливіших завдань служби охорони праці є забезпечення захисту населення у випадку виникнення надзвичайних ситуацій. З метою захисту населення, зменшення матеріальних втрат у випадку виникнення надзвичайних ситуацій повинен проводитись комплекс заходів:

оповіщення та інформування, яке досягається утриманням в постійній

готовності систем оповіщення, які переважно інформують про прогноз погоди;<sup>83</sup>

евакуаційні заходи, які проводяться на території господарства та за його межами переважно під час виникнення пожеж;

обов'язки гасіння пожеж покладені на плечі добровільної пожежної дружини;

медичний захист проводиться для зменшення ступеня ураження людей, своєчасного надання допомоги потерпілим.

Працівники станції ТО отримали інструктаж з надання першої медичної допомоги під час ураження людини пожежею, електричним струмом чи удару блискавки.

Система попередження пожеж - це комплекс організаційних заходів і технічних засобів, спрямованих на запобігання виникненню та розвитку пожежі. Вона передбачає виявлення початкової стадії пожежі, своєчасну інформацію й, у разі необхідності, включення автоматичних систем пожежогасіння.

Як відомо, основною умовою горіння є наявність трьох чинників: горючої речовини, окислювача та джерела вогню. Для того щоб сталося горіння, горюча речовина, окислювач та джерело запалювання повинні мати певні критичні рівні (температуру, концентрацію, енергію).

Оскільки в умовах виробництва завжди є горючі речовини, а у повітрі - достатня кількість кисню, то для виникнення горіння бракує лише джерела займання.

До джерела запалювання належать відкрите полум'я, розжарені предмети, іскри від ударів та тертя, сонячна радіація та ін.

Горюча речовина з окислювачем утворює так зване горюче середовище, яке здатне горіти при наявності джерела запалювання. Тому заходи системи попередження пожежі спрямовані на дотримання безпечної поведінки з

джерелом запалювання та запобігання утворенню горючого середовища.

Запобігання появі у горючому середовищі джерела запалювання можна досягти дотриманням Правил пожежної безпеки, використанням електроустаткування, що відповідає за вимогам класу пожежовибухонебезпечних приміщень та зон, ліквідацією умов для самоспалахування речовин (матеріалів) тощо.

Запобігання утворенню горючого середовища досягається дотриманням наступних вимог: заміна, по можливості, у технологічних процесах горючих речовин (матеріалів) на негорючі; ізоляція горючого та вибухонебезпечного середовища; використанням інгібіторних та флегматизаційних добавок; застосуванням в установках з горючими речовинами пристроїв захисту від пошкоджень та аварій; жорстким контролем за станом повітря в приміщеннях та якістю вентиляції тощо.

Система попередження пожеж також передбачає зниження пального навантаження в приміщеннях, проведення пожежотехнічних обстежень, використання знаків безпеки, своєчасне виявлення початкової стадії пожежі, передачу інформації про місце і час її виникнення й, у разі необхідності, включення автоматичних засобів пожежогасіння.

Установки автоматичної електричної пожежної сигналізації монтують на складах, базах та інших пожежовибухонебезпечних об'єктах. Основними складовими частинами цих установок є: датчики (сповісники), що монтуються в будівлях або на території об'єктів і призначені для подання сигналу про пожежу; приймальні апарати (станції), що забезпечують приймання сигналів від датчиків, а також автоматичні системи пожежогасіння.

Датчики можуть бути тепловими, димовими, світловими. Принципи роботи їх будуються на дії тепла, продуктів згорання й ультрафіолетових променів.

Вибір пожежних сповіщувачів здійснюється в залежності від характе-

ристики виробництв, технологічних процесів, приміщень.

При виборі димових датчиків не рекомендується використовувати такі, що працюють з радіо затоками, у приміщеннях з довготривалим перебуванням людей (лікарні).

Органами чуття також можна виявити початок горіння за такими показниками, як дим, його дія на очі та дихання, специфічний запах горючих речовин та газів, які утворюються при горінні (фосген, окис азоту, сірководень та ін.), світло, язика полум'я тощо.

### **Висновки до розділу**

Забезпечення стану охорони праці у підприємстві є на достатньому рівні, але є і суттєві недоліки. В розділі розроблено ряд заходів на покращення стану охорони праці і пожежної безпеки для автопарку підприємства.

Для загального поліпшення стану охорони праці та запобіганню виробничого травматизму у підприємстві необхідно:

- запровадити регулярну перевірку автомобілів перед виїздом на лінію;
- своєчасно та у повному обсязі укомплектовувати автомобілі засобами пожежогасіння;
- своєчасно та якісно проводити інструктажі з техніки безпеки
- виконати ряд заходів направлених на поліпшення умов праці робітників як автопарку, так і інших виробничих підрозділів підприємства.

Виконання перелічених заходів поліпшить стан охорони праці в підприємстві, створить належні умови роботи водіїв, буде сприяти пожежній профілактиці.

Результати досліджень дозволяють зробити наступні основні висновки:

1. Застосований метод вибору раціональних параметрів силової установки, заснований на застосуванні критерію ефективності процесу руху автомобіля оцінного показника паливної економічності. В цьому методі на етапі коректування отриманих результатів по основному критерію передбачена можливість обліку додаткових часткових критеріїв для обліку додаткових вимог відносно динамічних, а також екологічних якостей автомобіля.

2. Розглянута в дослідженні задача вибору раціональних параметрів силової установки вирішена шляхом обчислення цільової функції, в основі якої лежать математичні моделі швидкісних характеристик двигуна, характеристики втрат потужності в коробці передач і приведеної потужності опору руху автомобіля. Для побудови відповідних математичних моделей застосовані результати досліджень як сталих, так часткових режимів роботи.

3. Обґрунтоване функціональне визначення математичної моделі швидкісних характеристик двигуна. Для цього в кваліфікаційній роботі запропонована універсальна динамічна характеристика, представлена залежностями чотирьох чинників ефективної потужності та ефективної питомої витрати палива у вигляді функцій параметрів регулювання. Зокрема встановлено, що на типовому навантажувально-швидкісному режимі, характерному для нормальних експлуатаційних умов двигуна Ford E5FA (наприклад,  $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ,  $N_e = 30 \text{ кВт}$ ), перехід двигуна на частковий режим роботи супроводжується підвищенням питомої витрати палива з  $294 \text{ г/(кВт год)}$  до  $314,3 \text{ г/(кВт год)}$ .

4. Для експериментального визначення ефективних показників двигуна застосовано сучасну методику визначення миттєвих значень величин витрати палива і повітря. Виконана модернізація гальмівного стенду KI-5543, для чого розроблене спеціальне устаткування, програмне забезпечення, відповідні прилади і пристрої. Застосовано трансмісійний динамометр, який дозволили вимірювати значення моменту обертання в трансмісії при виконанні стендових випробувань з діапазоном погрішності вимірювань  $1,5 - 4\%$ .

5. На основі результатів досліджень для автомобіля FORD Transit (Single Cab) рекомендований ряд передавальних чисел коробки передач, який забезпечує підвищення паливної економичності автомобіля на 4,4%. Відповідно шляхова витрата палива знижується до 17,0 л/100км.

6. Розроблені математичні моделі, завдяки блоково-модульній схемі побудови методу вибору раціональних параметрів силової установки, можуть бути застосовані для створення універсального алгоритму багато параметричної оптимізації конструкційних та режимних параметрів перспективних силових установок, які дають можливість підвищення загального середнього експлуатаційного ККД.

1. Павленко В. А. Підвищення паливної економічності автомобіля оптимізацією параметрів системи "двигун - трансмісія" [Текст]: дис. канд. тех. наук: 05.22.20 / Павленко Віктор Олександрович. Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків, 2004. 178 с.
2. Парсаданов І. В. Підвищення якості та конкурентоспроможності дизельних двигунів на основі комплексного паливно-екологічного критерію. Харків: видавничий центр НТУ «ХП», 2003. 244 с
3. Горожанкин С. А., Савенков Н. В. Дослідження впливу передавальних чисел проміжних передач трансмісії на паливну економічність автомобіля [Текст] // Збірник «Наукові нотатки» Луцького національного технічного університету, Луцьк 2012. № 36. С. 62-68.
4. Абрамчук Ф. И., Кабанов А. Н., Кузьменко А. П. Багатокритеріальна оптимізація параметрів процесі згорання малолітражного автомобільного двигуна // Журнал «Двигатели внутреннего сгорания», НТУ «ХП», Харків. 2011. №2/2011. С. 8-13.
5. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г. Екологія автомобільного транспорту: навчальний посібник: 2-е вид., перераб. і доп. Київ: Арістей, 2008. 296 с.
6. Bonnick Allan, Newbold Derek. A Practical Approach to Motor Vehicle Engineering and Maintenance. Third Edition Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 2011, 505 p. ISBN: 978-0-08-096998-5.
7. Improved Driving Cycle for Testing Automotive Exhaust Emissions [Text]: 1-16 / SAE 780650; Kuhler M., Karstens D., 2008
8. SAE issues urgently needed fuel economy test [Text]: 42-43 / Automotive Engineering, H.2. N. 6, 2007.
9. Shupe D. S. Updates: Automobile Fuel Economy // Mechanical Engineering, Vol. 99, № 12, 2017

10. Shi Yu, Hai-Wen Ge, Rolf D Reitz. Computation optimization of<sup>89</sup> internal combustion engines. Springer-Verlag London Dordrecht Heidelberg, 2011, 332 p. ISBN 978-0-85729-618-4.
11. Handbook of Intelligent Vehicles / Edition by Azim Eskandarian. - Springer-Verlag London Dordrecht Heidelberg, 2012, 1628 p. ISBN 978-0-85729-084-7.
12. Heisler Heinz. Advanced Vehicle Technology. Second edition. Butterworth-Heinemann, 2002. 663 p. ISBN-0-7506-5131-8.
13. Bonnicksen Allan. Automotive Science and Mathematics. Elsevier Ltd, 2008, 265 p. ISBN: 978-0-7506-8522-1.
14. Pulkrabek Willard W. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. New Jersey: Prentice Hall Upper Saddle River, 2000, 411 p.
15. Heywood John B. Internal Combustion engine fundamentals McGraw-Hill, Inc., 1988. 481p. ISBN-0-07-028637-X.
16. Lumley John L. Engines an introduction. New York: Cambridge University Press, 1999, 268 p. ISBN 978-0-521-64277-4.
17. Günter P. Merker, Christian Schwarz Rüdiger Teichmann. Combustion Engines Development. Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012, 659 p. ISBN 978-3-642-02951-6.
18. Mitschke M. Dynamik der Kraftfahrzeuge. New-York: Berlin Heidelberg, 2002.
19. Robert Bosch GmbH. - Springer-Verlag Berlin Heidelberg. Bosch Automotive Electrics and Automotive Electronics. Systems and Components, Networking and Hybrid Drive. 5th Edition. 2007, 530 p. ISBN 9 78-3-658-01783-5.
20. Rolf Isermann. Isermann Rolf. Engine Modeling and Control. Modeling and Electronic Management of Internal Combustion Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014, 646 p. ISBN 978-3-642-39933-6.
- 21 Hua Zhao. Advanced direct injection combustion engine technologies and development. Volume 2: Gasoline and gas engines. New York: Woodhead publishing limited, 2010, 740 p. ISBN 978-1-84569-389-3.



22. Herausgeber Dr. Richard van Basshuysen Bad Wimpfen. Ottomotor mit<sup>90</sup> Direkteinspritzung. Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008, 485 p. ISBN 978-3-658-01407-0.

23. Edited by Hua Zhao. Advanced direct injection combustion engine technologies and development. Volume 2: Diesel engines. New York: Woodhead publishing limited, 2010, 740 p. ISBN 978-1-84569-744-0.

24. James R. Senft. Senft James R. Mechanical Efficiency of Heat Engines. New York: Cambridge University Press, 2007, 189 p. ISBN-13 978-0-521-86880-8.

25. Cuchi C., Hublin M. Evolution of Emissions Legislation in Europe and Impact on Technology [Text]: SAE 890487, Technical Paper Series. Detroit: International Congress and Exposition, 1989.

26. Zeilinger K., Hussman A. W. The influence of transient condition on the operation of an SE engine, especially with respect to exhaust emissions [Text]: SAE №750053. 7 p.

27. Twigg Peter. Science for Motor Vehicle Engineers. Butterworth-Heinemann, 2002. 298 p. ISBN 0 340 64527 X.

28. David A. Crolla. Automotive engineering. Powertrain, chassis system and vehicle body. Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 2009. 828 p.