

ШВАБЮК В.В., ГРАБОВЕЦЬ В.В.

ЗНИЖЕННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА
І ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ
ЛЕГКОВИМ АВТОМОБІЛЕМ
З БЕНЗИНОВИМ ДВИГУНОМ
В ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ ШЛЯХОМ
ОПТИМІЗАЦІЇ
УПРАВЛІННЯ



УДК 629.113

Ш 36

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № __ від _____ 2019 р.).

Рецензенти:

О. В. Горик, доктор технічних наук, професор, ПДАА;

С. А. Федосов, доктор ф.-м. наук, професор, СНУ ім. Лесі Українки;

М. П. Ярошевич, доктор технічних наук, професор, Луцький НТУ.

Зниження витрати палива і шкідливих викидів легковим автомобілем з бензиновим двигуном в експлуатаційних умовах шляхом оптимізації управління: рукопис колективної монографії / В. В. Швабюк, В. В. Грабовець. – Луцьк : ІВВ Луцького НТУ, 2019. – 136 с.

Колективна монографія присвячена покращенню паливної економічності та зменшенню кількості шкідливих викидів автомобілів з бензиновими двигунами шляхом оптимізації параметрів управління в процесі розгону, з розробкою схеми приладу ефективного керування дорожнім транспортним засобом. під час експлуатації. Дістало подальшого розвитку математичне моделювання для визначення паливної економічності та екологічних показників автомобіля в процесі розгону та за режимами міського їздового циклу на дорозі, що дозволяє визначати вплив параметрів управління в процесі розгону на показники роботи автомобіля в умовах експлуатації.

Колективна монографія призначена для спеціалістів автомобільного транспорту.

© 2019

Прийняті позначення в роботі

- НТУ – Національний транспортний університет
- УТУ – Український транспортний університет
- КАДІ – Київський автомобільно-дорожній інститут
- ДТЗ – дорожні транспортні засоби
- АТЗ – автомобільні транспортні засоби
- ДВЗ – двигуни внутрішнього згорання
- ВГ – відпрацьовані гази
- ШР – шкідливі речовини
- ШВ – шкідливі викиди
- ПХХ – примусовий холостий хід

ЗМІСТ

Передмова	6
Розділ 1. Аналіз шляхів зниження витрати палива і шкідливих викидів автомобілями раціональним їх управлінням в умовах експлуатації	9
1.1 Режими роботи автомобільних двигунів в експлуатаційних умовах і їх вплив на економічні та екологічні показники автомобілів ..	10
1.2 Аналіз досліджень щодо впливу управління автомобілем в умовах експлуатації на паливну економічність і шкідливі викиди	16
1.3 Аналіз існуючих пристроїв оптимального керування автомобілями	20
Розділ 2. Розробка методики визначення оптимальних параметрів управління автомобілем в умовах експлуатації з використанням математичних моделей	35
2.1 Використання математичних моделей для визначення витрати палива і шкідливих викидів автомобілями	36
2.2 До вибору випробувального їздового циклу для дослідження показників автомобіля 3A3 Sens в режимах розгону	39
2.3 Розробка загальної методики визначення оптимальних параметрів управління автомобілем з бензиновим двигуном в експлуатаційних умовах	47
Розділ 3. Уточнення математичної моделі для визначення показників легкового автомобіля заз sens	

в експлуатаційних умовах	51
.....	
3.1 Математична модель для дослідження впливу параметрів управління на показники автомобіля в режимі розгону та за режимами їздового циклу	
.....	52
3.2 Розробка алгоритму та програми розрахунку показників роботи автомобіля під час руху за режимами їздового циклу	
.....	71
Розділ 4. Програма і методика експериментальних досліджень	77
.....	
4.1 Мета та задачі експериментальних досліджень .	78
4.2 Програма і методика проведення експериментальних досліджень	
.....	79
4.3 Об'єкти експериментальних досліджень	
.....	80
4.4 Прилади і обладнання, які застосовувалися під час проведення експериментальних досліджень	
.....	83
4.5 Похибки приладів і вимірювань під час експерименту	
.....	89
Розділ 5. Результати досліджень	95
.....	
5.1 Результати експериментальних досліджень двигуна MeM3-245 і автомобіля ЗАЗ Sens	96
5.2 Математичні моделі двигуна як джерела енергії, споживача палива і повітря та джерела шкідливих викидів	10
.....	6
5.3 Перевірка адекватності математичних моделей	11
.....	1
5.4 Результати розрахункових досліджень руху автомобіля в режимах розгону	11
.....	6

5.5 Результати розрахункових досліджень руху автомобіля за їздовим циклом та визначення оптимальних параметрів управління в умовах експлуатації	12
	1
5.6 Розробка схеми приладу для оптимального управління автомобілем в умовах експлуатації	12
	6
Перелік джерел посилання	12
.....	9

ПЕРЕДМОВА

Автомобіль є одним з найпоширеніших видів сучасної техніки. Їх кількість у світі невпинно зростає. Пояснюється це тим, що дуже стрімко зростає чисельність населення на планеті і так само стрімко зростає потреба в переміщенні пасажирів та вантажів.

На сьогодні основним джерелом енергії на автомобілі є двигуни внутрішнього згорання. Проте разом з позитивними якостями цих енергетичних установок, вони мають суттєві недоліки, на подолання яких і спрямована сучасна наука. Йдеться про зменшення споживання палив нафтового походження, обмеження обсягів атмосферного повітря, що залучається до процесів окислення вуглеводневого палива в циліндрах двигуна внутрішнього згорання, та зменшення викидів шкідливих речовин, що забруднюють повітря в безпосередній близькості від помешкання людей.

Серед великої кількості заходів, спрямованих на вирішення названих негараздів, певно обов'язково будуть знайдені такі рішення, що зроблять автомобільний транспорт безпечним, але треба зважати на те, що існуючий на сьогодні парк автомобілів з ДВЗ, буде знаходитись в експлуатації ще досить тривалий час.

З року в рік конструкції автомобілів та ДВЗ удосконалюються, проте практичний досвід та наукові дослідження свідчать про те, що окрім досконалості їх конструкції суттєву роль у економії палива та зменшенні шкідливих викидів відіграють методи керування автомобілем з боку водія.

Відомо, що пересування автомобіля містом супроводжується частою зміною навантажувальних та швидкісних режимів. Серед широкої гами експлуатаційних режимів переважаючим за довготривалістю є режими розгону. Саме ці часто повторювані режими супроводжуються перевитратою палива та збільшенням концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах. Правильний вибір параметрів управління автомобілем в режимах розгону може суттєво покращити ці показники. Основними параметрами, що визначають паливну економічність та екологічні показники автомобіля в процесах розгону є кут відкриття дросельних заслінок $\varphi_{др}$ на кожній передачі та частота обертання двигуна n_0 в моменти переходу на вищу передачу. Але для цього водій має володіти знаннями та навичками щодо застосування прийнятних методів керування з дотриманням оптимальних значень параметрів керування. В цьому їм можуть допомогти рекомендації щодо значень параметрів управління певним типом автомобіля та наявність на борту автомобіля приладу, який здійснюватиме контроль та інформування водія про дотримання в прийнятних межах величини відкриття дросельної заслінки та частоти обертання колінчастого валу двигуна в момент перемикання передачі.

Режими розгону автомобіля (особливо під час експлуатації в містах та населених пунктах) становлять від 42 до 59% загального часу і на них припадає до 40% витрати палива та 30...80% викидів ШР [1]. Оптимальним управлінням автомобілем в режимі розгону з боку водія можна покращити паливну економічність на 10...40% і, відповідно, зменшити надходження ШР у атмосферне повітря міст і населених пунктів. Зважаючи на це актуальним є визначення раціональних параметрів управління розгоном (положення дросельних заслінок карбюратора та частота обертання колінчастого валу в моменти перемикання передач) для конкретного автомобіля. В даній роботі йдеться про визначення оптимальних параметрів управління для автомобілів

вітчизняного виробництва ЗАЗ Sens з бензиновим двигуном МеМЗ-245.

Для покращення паливної економічності легкового автомобіля малого класу Запропонована загальна методика визначення оптимальних значень параметрів управління автомобілем в експлуатаційних умовах, які покращують паливну економічність та зменшують ШВ автомобіля. Вперше розрахунковими та експериментальними дослідженнями встановлено значний вплив параметрів управління з боку водія на паливну економічність і ШВ автомобілів в експлуатаційних умовах.

Удосконалено математичну модель, для визначення паливної економічності та екологічних показників автомобіля в процесі розгону та за режимами міського їздового циклу на дорозі, що дозволяє визначати вплив параметрів управління в процесі розгону на показники роботи автомобіля в умовах експлуатації.

На думку авторів, заслугоує на увагу можливість використання запропонованої оптимальні значення параметрів управління автомобілем ЗАЗ Sens з бензиновим двигуном МеМЗ-245 в режимах розгону. Розроблено схему приладу, призначеного для контролю за режимами управління автомобілем і інформування водія про дотримання рекомендованих параметрів.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ЗНИЖЕННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА І ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ АВТОМОБІЛЯМИ РАЦІОНАЛЬНИМ ЇХ УПРАВЛІННЯМ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

- 1.1 Режими роботи автомобільних двигунів в експлуатаційних умовах і їх вплив на економічні та екологічні показники автомобілів
- 1.2 Аналіз досліджень щодо впливу управління автомобілем в умовах експлуатації на паливну економічність і шкідливі викиди
- 1.3 Аналіз існуючих пристроїв оптимального керування автомобілями

1.1 Режими роботи автомобільних двигунів в експлуатаційних умовах і їх вплив на економічні та екологічні показники автомобілів

Якість протікання робочого процесу, склад суміші, кількість палива і повітря, що витрачаються, а отже склад і кількість шкідливих викидів двигуном в значній мірі визначаються положенням органу управління паливоподачею і швидкісним режимом в процесі руху автомобіля.

Реальні експлуатаційні режими роботи автомобільних двигунів є складним поєднанням різних варіантів розгону, гальмування, усталеного руху, самостійного і примусового холостого ходу.

Дослідженню режимів роботи двигунів в різних умовах експлуатації присвячено багато робіт [2].

Перші роботи стосовно дослідження впливу змінних режимів на показники двигунів відносяться до 1916 року. Ці роботи проводились в МВТУ під керівництвом проф. Н.Р. Брилінга.

Вивченню енергетичних і економічних показників бензинових двигунів, особливостей процесів формування суміші в змінних режимах присвячені роботи докторів технічних наук: Д.А. Рубця, Б.С. Фалькевича, Н.К. Кулікова, Н.С. Ждановського з співавторами, Н.Х. Д'яченка з співавторами та інших.

Дослідження ефективних показників бензинових двигунів на стендах, які моделюють експлуатаційні режими, проведені під керівництвом д.т.н. В.М. Архангельського [3].

Вивченню змінних режимів газових двигунів присвячені роботи д.т.н. А.А. Муталібова і О.Д. Мурашова.

Детальні дослідження режимів роботи двигунів вантажних і легкових автомобілів в різних дорожніх умовах показали, що найбільш економічним є рух з усталеною швидкістю. Але в

умовах руху містом по дорогах з удосконаленим покриттям, великою кількістю перехресть, світлофорів, а також зустрічних і паралельних транспортних потоків, основними експлуатаційними режимами є неусталені [4,5].

За результатами досліджень [6] залежно від дорожніх умов (табл. 1.1) режими розгону складають від 42 до 59 %, уповільнювання від 25 до 35 %, усталеного руху 15-20%. В години пік частка режиму розгону збільшується на 10-20 %.

Таблиця 1.1

Розподіл режимів роботи бензинових двигунів автомобілів

Режими роботи автомобіля	Тривалість режиму в загальному балансі часу, %	
	за даними [5]	за даними [25]
Розгін	54-59	42
Усталений рух	15-20	16
Уповільнювання (гальмування)	31-35	25

На рис. 1.1 показані результати досліджень проведених в НТУ (раніше КАДІ та УТУ) щодо розподілу режимів для різних типів двигунів автомобілів в умовах інтенсивного руху в м. Києві [4]. Як видно з наведених даних, основними за тривалістю для різних ДТЗ є режими розгону.

Вплив неусталених режимів на витрату палива автомобілями аналізується в роботах [7,8]. Так, на режими розгону припадає 45-51% загальної кількості витраченого палива. При розгоні витрата палива в 1,35 - 1,45 рази більша, ніж при усталеному русі [8].

Відносні витрата палива та викиди шкідливих речовин автомобілем в умовах експлуатації в місті в найбільш характерних режимах руху наведені в табл. 1.2 [6]. Аналогічні результати отримані в роботі [9].

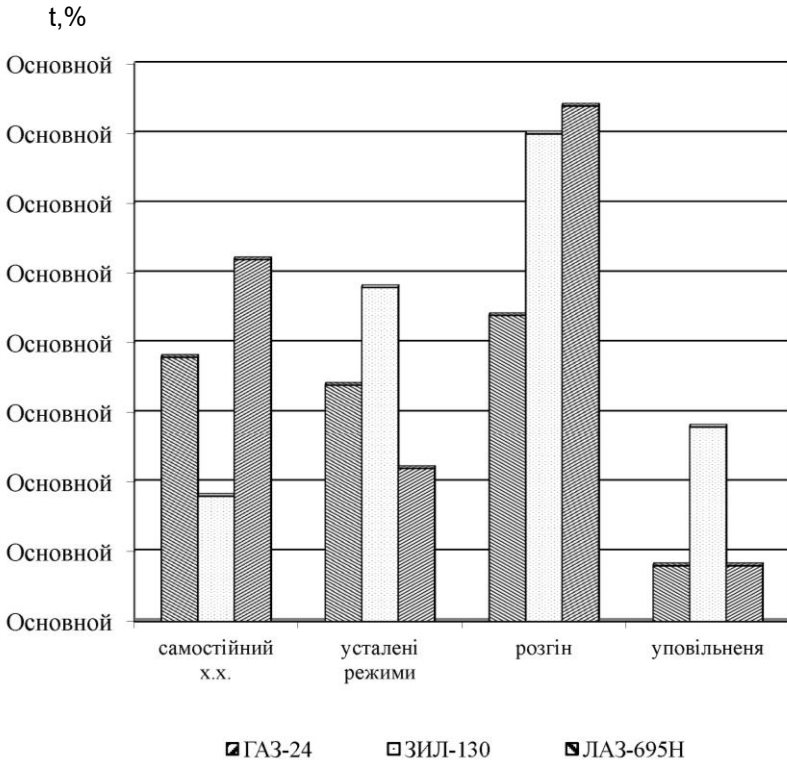


Рис. 1.1. Розподіл режимів роботи бензинових двигунів в умовах інтенсивного руху м. Києва

Робіт спрямованих на дослідження токсичних показників бензинових двигунів в неусталених режимах на сьогодні ще не так багато. Проте здійснені заміри токсичних викидів при випробовуваннях легкового автомобіля за їздовим циклом [1] показують, що в режимах розгону має місце значне збільшення вмісту CO та C_mH_n у відпрацьованих газах порівняно з подібними за навантажувальними та швидкісними показниками усталеними режимами. Це підтверджується і в роботах [10].

Таблиця 1.2

Відносні витрата палива та викиди шкідливих речовин при експлуатації автомобіля в місті [6]

Режими роботи автомобіля	Відносна витрата палива, %	Відносні викиди ШР, %
Розгін	45-51	47
Усталений рух	20-23	20
Холостий хід	10-14	12
Уповільнювання (гальмування)	8-12	21

В роботі д.т.н. В.М. Архангельського показано, що в процесі розгону бензинового двигуна при різкому відкритті дросельних заслінок ($\tau_{др} = 0,1с$) спостерігається збагачення суміші і збільшення концентрації оксиду вуглецю у відпрацьованих газах. При цьому встановлено, що час, впродовж якого прискорювальний насос впливає на показники роботи двигуна при розгоні становить близько 2 с.

Відбір газів для аналізу проводився з випускного колектора дискретним методом [11].

В роботі, виконаній в «НИИАТ» д.т.н. Д.А. Рубцом і к.т.н. В.І. Єроховим [12] показано, що в процесі розгону концентрація оксиду вуглецю і вуглеводнів у відпрацьованих газах бензинового двигуна різко збільшується, а оксидів азоту значно зменшується порівняно з усталеним режимом (рис. 1.2).

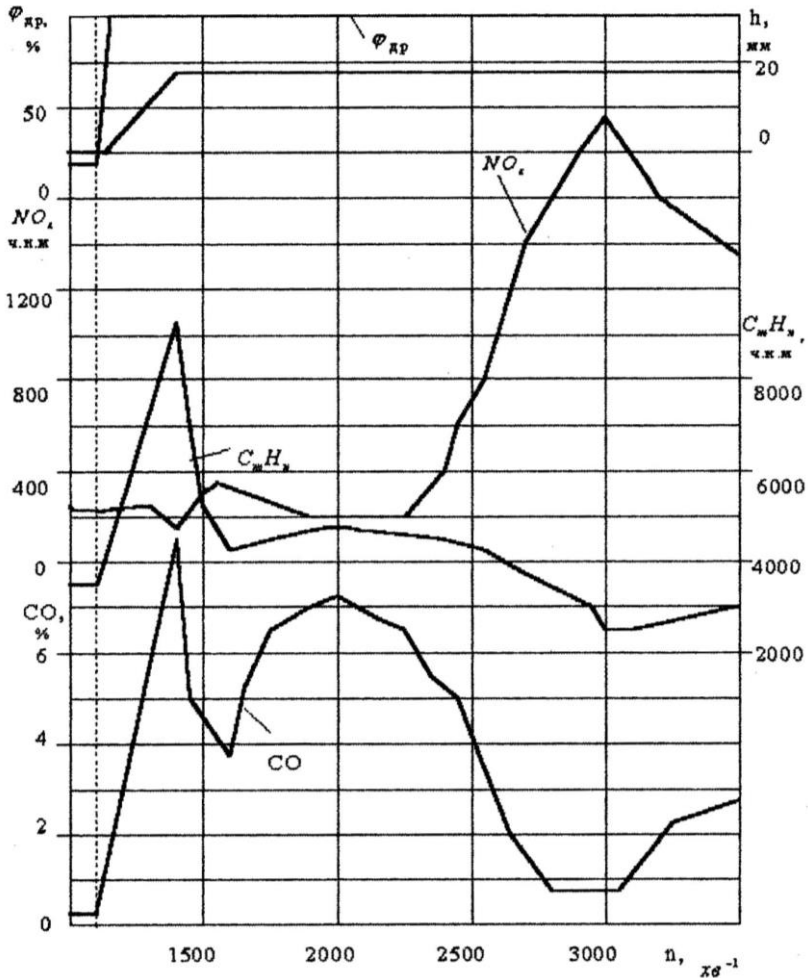


Рис. 1.2. Зміна вмісту токсичних речовин у відпрацьованих газах при розгоні автомобіля [41]

У роботі [13] досліджувались показники роботи двигуна, оснащеного системою впорскування бензину в неусталених режимах. В результаті встановлено, що для нормальних умов експлуатації з прискоренням менше 10с^{-2} витрата палива в перехідному режимі нижче на 2...4%, що суттєво впливає на

показники роботи двигуна. Дослідження складу відпрацьованих газів показали, що в процесі розгону викиди оксидів азоту незначні, а вуглеводнів - значно вищі, ніж в усталених режимах при різних швидкостях відкриття дросельних заслінок.

Проведений аналіз виконаних досліджень показує, що склад відпрацьованих газів бензинових двигунів в режимах розгону відрізняється від подібних за навантажувальними та швидкісними показниками усталених режимів.

При неусталених режимах роботи бензинового двигуна, спричинених зміною зовнішнього навантаження токсичність відпрацьованих газів практично не відрізняється від відповідних усталених режимів.

Про вагомість режимів розгону в експлуатаційних умовах свідчить і те, яку суттєву частку відведено їм в типізованих їздових циклах для випробування автомобілів щодо визначення паливної економічності, які розроблені з використанням даних про режими роботи в реальних умовах експлуатації автомобілів в містах і населених пунктах [14]. За цими циклами, останнього часу, досліджують і викиди шкідливих речовин автомобілями.

В табл. 1.3. наведено дані щодо витрати палива і викидів шкідливих речовин за режимами міського їздового циклу згідно роботи [1].

Підсумовуючи наведені дані, можна зробити висновок, що найбільш вагомими за витратою палива і викидами шкідливих речовин є неусталені режими, зокрема режим розгону. Окрім того, тільки в режимах розгону можливо здійснювати управління витратою палива з боку водія вибором раціональних параметрів режиму розгону і оптимальної передачі.

Таблиця 1.3

Витрата палива і викиди шкідливих речовин за режимами міського їздового циклу [1].

Режими	Витрата палива, G_n , %	Викиди, %		
		CO	C _m H _n	NO _x
Розгін	34-40	30-50	30-60	60-80
Постійна швидкість	40-45	25-40	10-30	20-40
Холостий хід	12-16	5-20	4-15	-
Примусовий холостий хід	4-8	5-15	5-40	-
Міський цикл	100	100	100	100

1.2 Аналіз досліджень щодо впливу управління автомобілем в умовах експлуатації на паливну економічність і шкідливі викиди

Аналіз результатів досліджень, проведених в роботах [15-26] показує, що в теперішній час розроблені численні методи, які дозволяють підвищити паливну економічність і знизити токсичність традиційних автомобільних двигунів. Не заперечуючи важливості розробки і перспектив застосування на практиці будь-якого з методів можна стверджувати, що ефективність впровадження їх буде найбільшою тільки при раціональній експлуатації автомобіля.

Дані, приведені в дослідженнях [27-30] свідчать про необхідність постійного технічного контролю і індивідуальних регулювань автомобілів протягом усього періоду експлуатації. Навіть у випадках застосування на автомобілях нейтралізаторів потрібної дії будь-яка типова несправність автомобіля призводить до значного збільшення викидів оксиду вуглецю, вуглеводнів і перевитрати палива [71]. Завдяки індивідуальному підбору елементів паливної апаратури і її регулювання на

конкретному автомобілі можна зменшити витрату палива до 25% [36, 53, 54, 63, 72-78].

В значній мірі на витрату палива і кількість шкідливих викидів впливає швидкість руху автомобіля. За даними робіт [31, 32] оптимальна швидкість для вітчизняних легкових автомобілів становить близько 60 км/год [60].

В дослідженнях, проведених в ХАДІ під керівництвом д.т.н. Н.Я. Говоруценка [33], показано вплив зміни швидкості на паливну економічність та токсичність автомобіля. Як правило, швидкість руху зумовлюється дорожніми умовами, але часто, особливо при низькій інтенсивності руху, її вибирає водій. Тому правильний вибір режиму руху автомобіля є одним з найбільш ефективних шляхів рішення проблем паливної економічності і токсичності [34-36].

Виходячи з цього як резерв зменшення витрати палива автомобілем в умовах експлуатації розглядаються кваліфікація водія, а в роботах [37] відзначається наявність такого впливу на викиди шкідливих речовин автомобілем.

Практичний досвід та наукові дослідження показують, що резерв економії палива є як у автомобіля, з огляду їх конструкції, так і у водіїв - з огляду процесу управління ними автомобілями [37]. Питання полягає в тому, наскільки ефективно використовуються ці можливості [38]. (рис.1.3).

Дослідженнями [15] встановлено, що найбільш економічним є рух з усталеною швидкістю. Проте, як було сказано раніше, автомобілі в міських умовах експлуатації, в основному, працюють в неусталених режимах. Отже правильним вибором параметрів режиму розгону можна досягти економію палива і зменшення шкідливих викидів.

Значний вплив на витрату палива в процесі розгону чинить вибір моментів перемикавання передач [10].

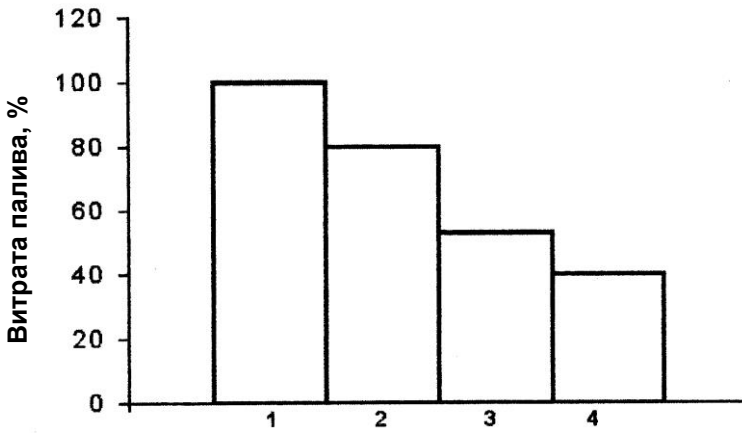


Рис. 1.3. Діаграма відносної витрати палива одного і того ж автомобіля з урахуванням резерву економії [53]:
 1 – за нормою; 2 після індивідуального регулювання автомобіля;
 3 – в умовах звичайної експлуатації з урахуванням майстерності водія; 4 – на змаганнях з економного керування автомобілем

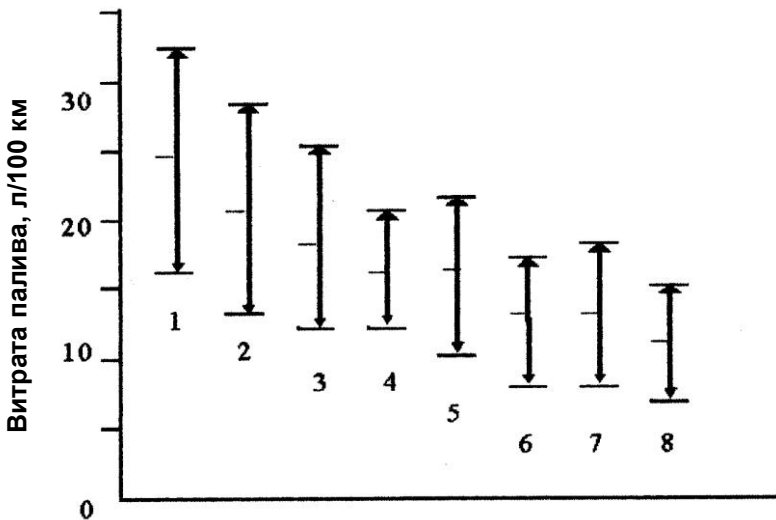


Рис. 1.4. Різниця у витраті палива (з 90% достовірністю)

при управлінні автомобілем найкращим і
найнедосвідченим водіями [39]

Встановлено, що водії по різному вибирають швидкісний діапазон в момент перемикання передач. В кожній моделі автомобіля є „своя” оптимальна частота обертання колінчатого вала, при досягненні якої необхідно включити вищу передачу. Вона визначається потужністю двигуна, параметрами паливної апаратури, трансмісії і т.д. З точки зору паливної економічності, різниця між найгіршим і найкращим розгонами, за ознакою зміни частот обертання колінчастого вала при перемиканні передач, складає 15% .

Також значний вплив на токсичність і економічність автомобіля в процесі розгону чинить вибране водієм положення дросельних заслінок карбюратора.

У літературних джерелах не виявлено досліджень, спрямованих на визначення оптимальних параметрів розгону для досягнення економічної витрати палива та мінімальних шкідливих викидів зокрема для вітчизняного автомобіля ЗАЗ Sens.

Визначити оптимальні значення параметрів, які впливають на витрату палива та викиди шкідливих речовин названого автомобіля, можна скориставшись математичною моделлю, яка описує рух автомобіля в різних періодах розгону [4].

Для вибору оптимального режиму керування автомобілем в експлуатаційних умовах у водія часто немає бортових засобів інформації, що дозволяють визначити чи є даний режим оптимальним. Тому автомобіль необхідно устаткувати таким пристроєм, який інформував би водія про доцільність переходу на вищу чи нижчу передачу і який дозволяв би вибрати оптимальне положення педалі керування подачею палива.

В дослідженнях, проведених к.т.н. А.Ф. Левківським показано що, при застосуванні таких пристроїв на автомобілях з дизелями, економія палива досягає 19,8% і зменшення шкідливих викидів на 20%.

Аналогічні дані, отримані при експериментальних дослідженнях економетра розробленого А.Ф.Вельбівцем, проведених в УТУ з участю автора. Використання економетра на автомобілі в місті привело до зменшення середньої швидкості руху в середньому на 5,1% і зниження витрати палива на 12%. Під час руху по автомагістралі середня швидкість руху збільшилась в середньому на 3,8%, а витрата палива зменшилася на 6,5%.

Разом з тим слід відзначити, що в проведених дослідженнях визначались оптимальні параметри управління виходячи з даних, отриманих безпосередньо в процесі розгону. Більш об'єктивним є визначення таких параметрів виходячи з показників автомобіля в процесі його руху за їздовим циклом.

Однією з задач цієї роботи є визначення параметрів, необхідних для розробки таких пристроїв, які контролюючи і інформуючи водія про параметри режиму розгону, дозволять підвищити паливну економічність і знизити викиди шкідливих речовин автомобілем ЗАЗ-1102.

1.3 Аналіз існуючих пристроїв оптимального керування автомобілями

Визначення економічного режиму руху автомобіля для більшості водіїв пов'язано з певними проблемами, тому важливу роль у виборі оптимального режиму відіграють бортові засоби інформації водія.

Застосування їх як штатного устаткування автомобіля або як приладів, встановлених для навчання економічним прийомам керування автомобілем, дозволяє суттєво покращити паливну економічність і зменшити кількість викидів шкідливих речовин.

Огляд літературних джерел показує, що питання застосування на автомобілях штатних бортових засобів, що інформують про оптимальний режим роботи двигуна, почав широко дискутуватися в пресі з 1973 року.

Відзначається, що першою в запровадженні рекомендацій щодо оптимального керуванню автомобілем стала, фірма Cummins в 1978 р. Її нові двигуни «Big Cam» економічної серії «E» з робочим об'ємом 14 л. ставали менш економічними, якщо водії ігнорували рекомендовану техніку керування. За рекомендаціями фірми перемикання передач слід здійснювати при певній частоті обертання колінчатого вала двигуна. Для дотримання цих вимог водій повинен керуватися показаннями тахометра, встановленого на автомобілі.

Слідом за фірмою Cummins інші компанії розробили більш досконалі рекомендації щодо керування автомобілем за частотою обертання колінчастого вала двигуна, а на шкалі тахометра були нанесенні кольорові зони, які визначали не прийнятні та рекомендовані режими, що забезпечують оптимальну витрату палива.

На рис. 1.5 і рис. 1.6 показані можливі варіанти організації шкали тахометра з виділенням діапазонів частот обертання колінчастого вала і шкали спідометра з виділенням діапазонів швидкостей руху автомобіля на режимі економічного розгону [40].

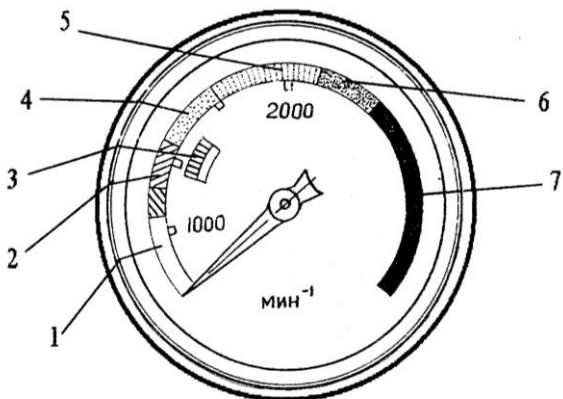


Рис. 1.5. Варіант організації шкали тахометра з виділенням діапазонів частот обертання колінчастого валу:
 1 – недопустимо низький; 2 – на нижчих передачах;
 3 – розгін спорядженого автомобіля; 4 – розгін автомобіля повної маси; 5 – швидкісний режим; 6 – недопустимо високий при примусовому холостому ході; 7 – недопустимо високий

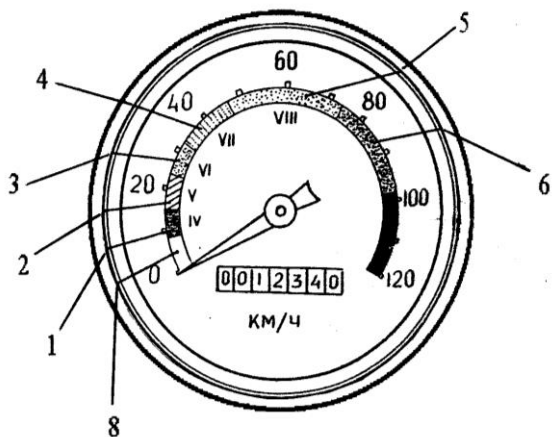


Рис. 1.6. Варіант організації шкали спідометра з виділенням діапазонів швидкостей руху автомобіля в режимі економічного розгону:
 1 – на четвертій передачі; 2 – на п'ятій передачі; 3 – на шостій передачі; 4 – на сьомій передачі; 5 – на восьмій передачі;
 6 – зона неекономічного режиму руху

Фахівцями НТУ і НВО «Автотранспорт» розроблений економетр ЕКМ, який інформує водія як правильно розганяти автомобіль ГАЗ-24 «Волга» з точки зору економії палива. Економетр розрахований на сім режимів роботи двигуна. Інформація про відповідність вибраного режиму рекомендованому подається світловою чи звуковою сигналізацією. Вихідними параметрами є частота обертання колінчатого вала і розрідження за дросельною заслінкою (рис.1.7) [39].

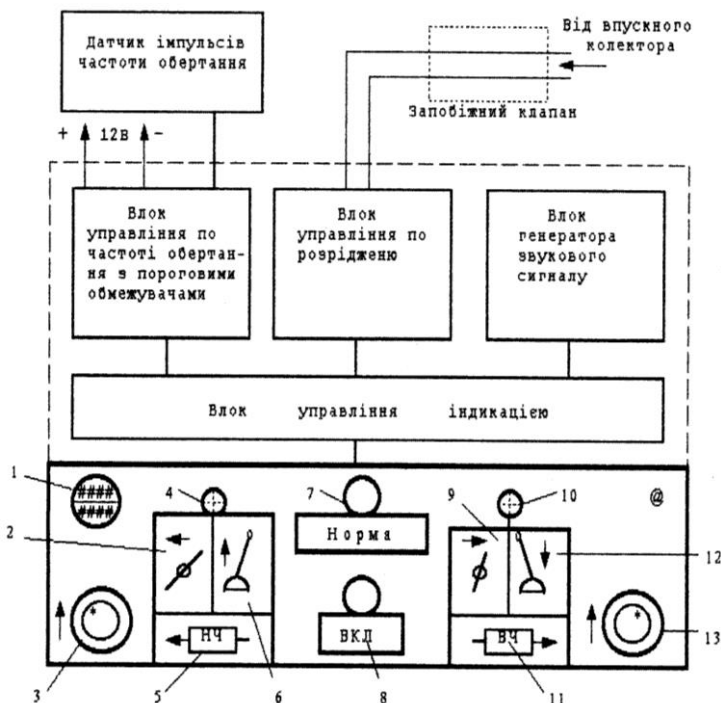


Рис. 1.7. Схема економетра:

- 1 – зумер; 2 – надмірно прикрита дросельна заслінка;
- 3 – ручка регулювання звукового зумера; 4 – жовтий світлодіод;
- 5 – символ зумера “НЧ”; 6 – включення вищої передачі;
- 7 – зелений світлодіод (робота в економічному режимі);
- 8 – кнопка включення живлення; 9 – надмірно відкрита дросельна заслінка, 10 – червоний світлодіод; 11 – символ зумера “ВЧ”;

12 – включення нижчої передачі; 13 – ручка регулювання світлодіодів

В ХАДІ розроблено пристрій для індикації миттєвих значень норм витрати палива автомобілем (рис. 1.8). Це спідометр-витратомір, який дозволяє водієві оптимізувати швидкісний режим руху з досягненням мінімальної витрати палива. Принцип роботи спідометра-витратоміра ґрунтується на раніше отриманих аналітичних залежностях з урахуванням швидкості руху автомобіля [15].

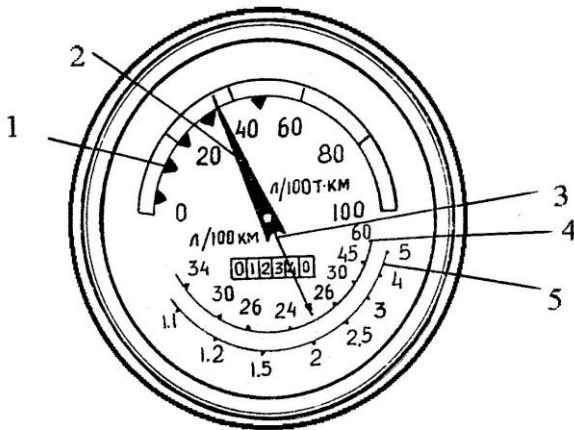


Рис. 1.8. Шкала спідометра-витратоміра, розробленого в ХАДІ:
1 – покажчик граничних значень швидкості для передач;
2 – основна стрілка спідометра; 3 – додаткова стрілка;
4 – основна шкала витрати палива, л/100 км;
5 – додаткова шкала витрати палива, л/100 ткм

Подібно системі ЕКМ, А.П.Левківський [21] в своїй дисертаційній роботі розробив варіант економетра для автомобіля КраЗ-256. Економетр розрахований на три режими роботи двигуна. Визначення режимів здійснюється світловою чи звуковою сигналізацією. Вихідними параметрами є частота обертання колінчатого вала і положення важеля керування паливopoдачою.

У Санкт-Петербурзькому інженерно-будівельному інституті розроблено прилад економічного керування автопоїздів, який отримав назву «інспектор». Він призначений для формування і подачі водію сигналів про необхідність вибору передачі залежно від частоти обертання колінчатого вала і повної маси автопоїзда [41].

Державтотрансдідіпроектром Мінтрансу України розроблений бортовий прилад миттєвих значень годинної витрати палива (УМРТ). Правильність вибору того чи іншого режиму руху водій може оцінити безпосередньо по положенню стрілки покажчика миттєвого значення годинної витрати палива.

На Волзькому автомобільному заводі виготовлена і пройшла випробовування партія бортових процесорів «Каскад». В умовах пересування містом ця система дозволяє знизити витрату палива на 4-7 %, а викиди оксидів вуглецю на 20-40 %.

Спеціалістами НАМІ і Калузького заводу автотранспортно-електрообладнання створений мікропроцесорний покажчик оптимальної передачі. Оптимальна передача визначається на підставі результатів обробки сигналів, які надходять від датчиків швидкості і положення педалі подачі палива.

В Українському транспортному університеті на кафедрі «Автомобілі» к.т.н. А.Ф. Вельбівцем розроблений експериментальний зразок автомобільного економетра. При розробці конструкції економетра в основу покладений показник - умовний ефективний шлях, пройдений автомобілем. Вибір економічного режиму руху здійснюється водієм за інформацією сигнального пристрою.

Фірмою DAF розроблена система «Visar», яка при допомозі трьох лампочок, встановлених на панелі приладів, інформує водія про доцільність переходу на вищу чи нижчу передачі. Дана система інформує водія і про витрату палива в л/100 км в даний момент. Варіант організації шкали прилада показано на рис. 1.9.

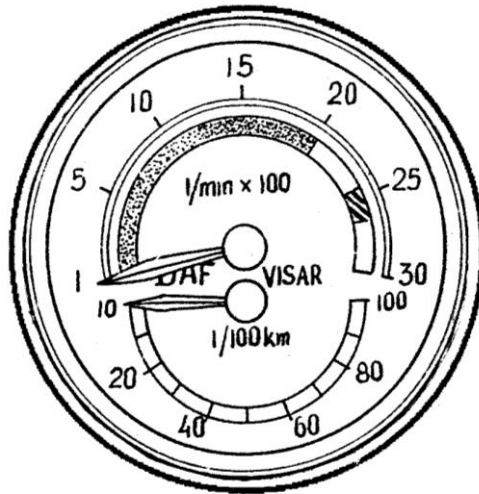


Рис. 1.9. Шкала приладу витрати палива системи “Visar” фірми DAF

Багато фірм почали використовувати обмежувачі частоти обертання колінчастого вала двигуна. Це привело до обмеження свободи дій водія, що не знайшло широкого схвалення. В 1983 році фірма Mercedes-Benz випустила прилад витрати палива “Ecometer”, схема якого показана на рис. 1.10. Даний прилад не обмежує свободи дій водія. Він повідомляє: яку передачу доцільно вибрати для оптимальної витрати палива в л/100 км. [42].

Схожу на системи “Visar” і “Ecometer” фірма Scania розробила систему “CAG” автоматичного перемикання передач за допомогою бортового комп’ютера. Початковими параметрами, які визначають оптимальну витрату палива в даній системі є навантаження на двигун, швидкість руху автомобіля і коефіцієнт опору кочення. За бажанням водій може повністю доручити вибір передачі комп’ютеру [42].

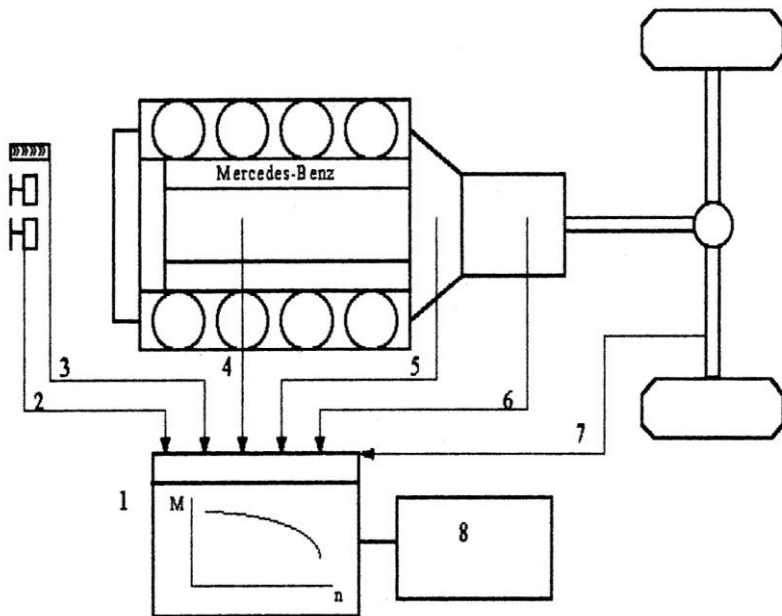


Рис. 1.10. Схема системи управління витратою палива "Ecometer": 1 – мікрокомп'ютер; 2 – педаль зчеплення; 3 – вимикач обмежувача частоти обертання двигуна; 4 - навантаження двигуна; 5 – частота обертання двигуна; 6 – швидкість автомобіля; 7 – вага автомобіля; 8 – інформування водія

Система фірми Eaton така ж, що і у Scania, але відрізняється від неї двома важливими особливостями. В ній використовується коробка передач з шестернями постійного зачеплення, а не синхронізована, а мікро-процесор крім перемикання передач керує також і зчепленням. Педаль зчеплення відсутня (рис. 1.11) [42].

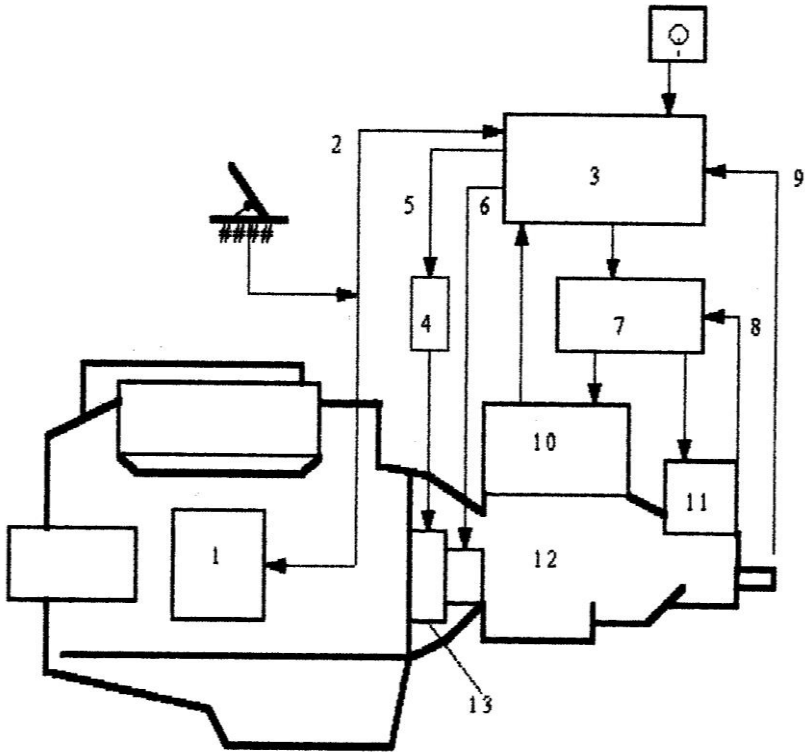


Рис. 1.11. Схема системи управління фірми «Eaton»:

- 1 – управління подачею палива;
- 2 – частота обертання колінчастого вала;
- 3 – керуючий пристрій; 4 – керування зчепленням;
- 5 – частота обертання на вході; 6 – положення перемикача коробки передач; 7 – трубопровід пневматичного каналу;
- 8 – положення перемикача додаткової коробки передач;
- 9 – частота обертання на виході; 10 – перемикач коробки передач; 11 – перемикач додаткової коробки передач;
- 12 – коробка передач; 13 – зчеплення

В 1987 році компанія Dedec застосувала на своїх двигунах серії 60, електронну систему управління «DDEC». Мінімальна питома витрата палива цих двигунів становить 189 г/(кВт·ч). Система «DDEC» складається з електронного блоку «ЕСМ», модуля «EDU», що керує системою і програмованої пам'яті

«PROM». Використання системи значно покращило економічні і токсичні характеристики двигунів (рис. 1.12) [43].

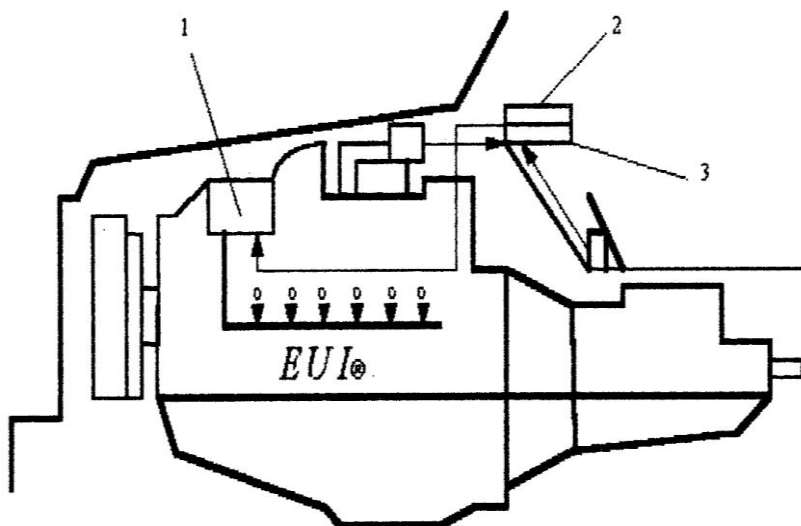


Рис. 1.12. Схема електронної системи управління компанії "DDEC":

- 1 – "EDU" (командний модуль);
- 2 – "ECM" (електронний блок управління);
- 3 – "PROM" (програмована пам'ять)

Шведська фірма Volvo розробила і почала випуск системи «Geartronic». Педаль зчеплення відсутня. Внаслідок чого водій може концентрувати свою увагу виключно на керуванні. Витрата палива автомобіля з цією системою зрівнюється з витратою, яку забезпечує висококваліфікований водій. Система «Geartronic», схема якої показана на рис.1.13, має дві програми управління: економічну і потужнісну .

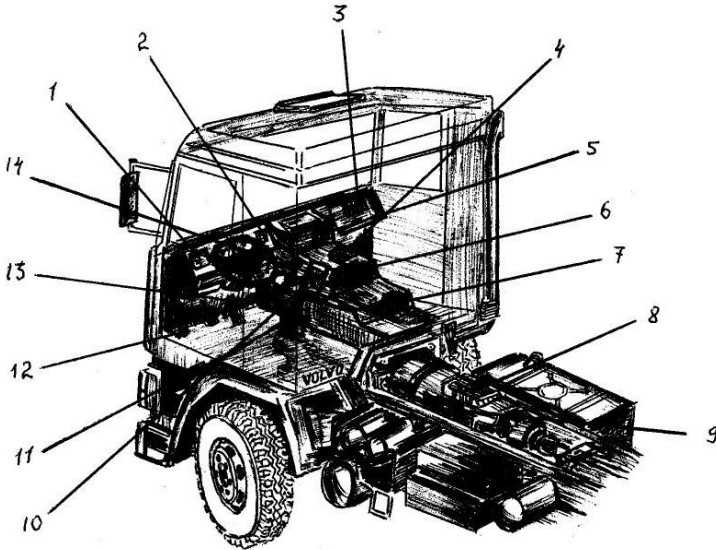


Рис. 1.13. Схема автоматичної коробки передач "Geartronic" фірми "Volvo":

- 1 – дисплей; 2 – сигнальні лампи; 3 – плавкі запобіжники;
- 4 – вмикач електронного регулятора швидкості;
- 5 – процесорний блок керування коробкою передач;
- 6 – блок аварійного переключення; 7 – блок керування;
- 8 – виконавчий блок переключення передач з електромагнітним клапаном; 9 – робочий циліндр виключення зчеплення з електромагнітним клапаном; 10 – панель клавіатури керування;
- 11 – датчик частоти обертання; 12 – вмикач моторного гальма;
- 13 – датчик педалі керування подачею палива;
- 14 – важіль переключення передач

Аналогічні системи розроблені і іншими фірмами: Eaton, Zf, Lucas, Dana-Spicer і інші. Але не всі системи знашли застосування через їх надто високу вартість та складність. В автомобілебудуванні більш широкого застосування набули вакуумно-механічні або пневмомеханічні економетри (рис. 1.14). Основна

перевага пневмомеханічних економетрів пов'язана з широкою їх доступністю і простотою конструкційного рішення.

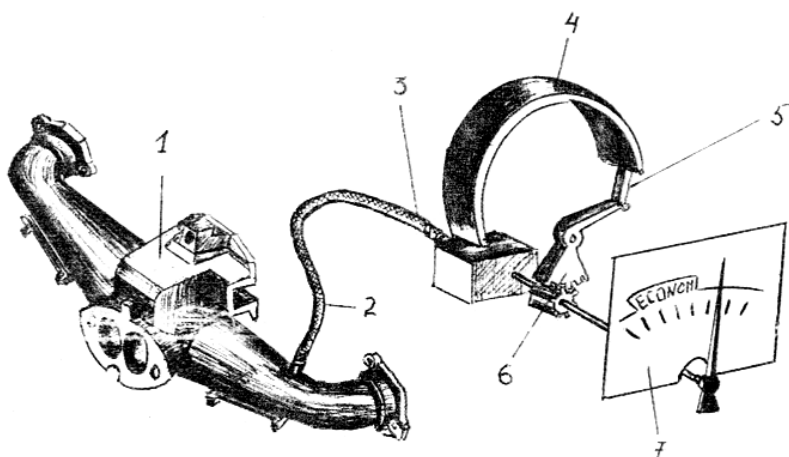


Рис. 1.14. Схема вакуумно-механічного економетра:
1 – впускний трубопровід; 2 – сполучний шланг;
3 – перехідний штуцер; 4 – пружна трубка; 5 – тяга;
6 – зубчастий сектор; 7 – вимірювальна шкала

Принцип роботи цих приладів полягає у використанні адекватної залежності між величиною розрідження у впускному трубопроводі та витратою палива (рис. 1.15).

Проте вони мають і досить суттєві недоліки: не висока точність; можливість використання тільки на усталених режимах; відсутність інформації водія про доцільність переходу на вищу чи нижчу передачу; не забезпечує вибору оптимального режиму щодо викидів шкідливих речовин.

За таким принципом працюють пневмомеханічні економетри фірм: «Сміте» (Англія), «Ядзакі» (Японія), «Жерер» (Франція), «Мотометр» (Німеччина) і т.д.. На рис. 1.16, 1.17 показані варіанти розташування шкали економетра на панелі приладів автомобілів ВАЗ-2108 (Росія) і BMW (Німеччина).

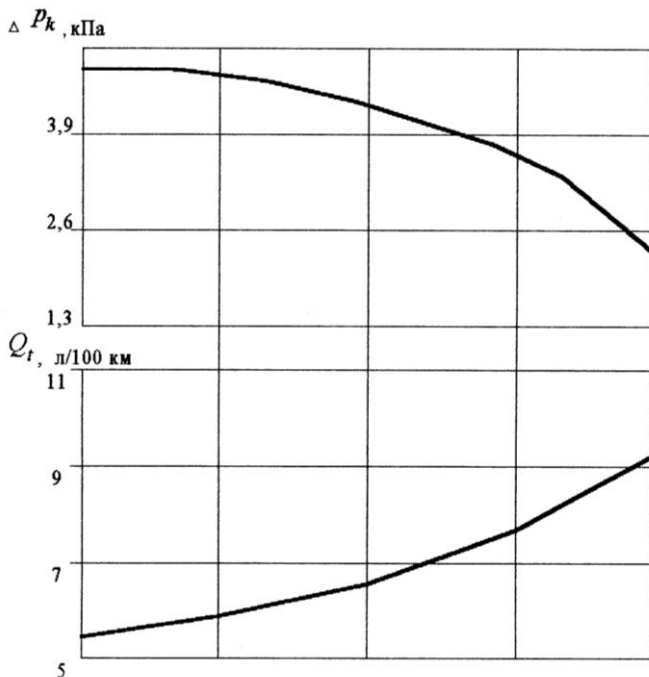


Рис. 1.15. Залежність величини розрідження у впускному трубопроводі і витрати палива

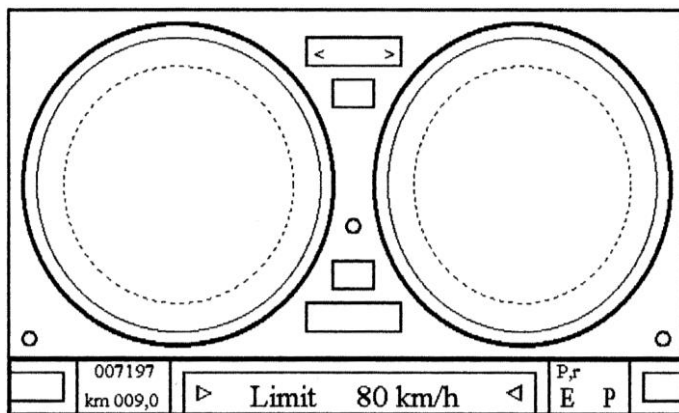


Рис. 1.15. Варіант розташування шкали економетра на автомобілі BMW (Німеччина) [6]

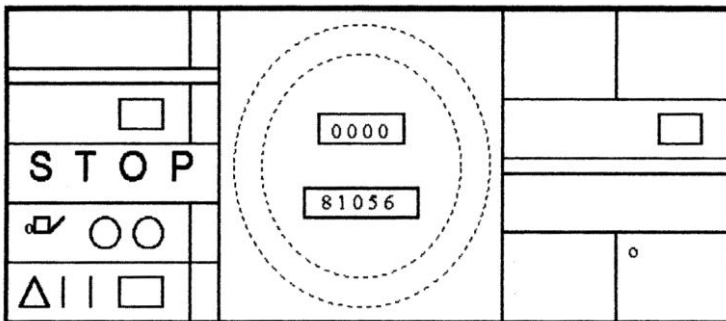


Рис. 1.16. Розташування шкали економетра на автомобілі ВАЗ-2108 (Росія) [102]

На основі наведеного можна зробити наступні висновки. Реальні експлуатаційні режими роботи автомобільних двигунів є складним поєднанням різних варіантів режимів: розгону, гальмування, усталеного руху, самостійного і примусового холостого ходу. Найбільш вагомими за витратою палива і викидами шкідливих речовин є режими розгону, у яких можливо здійснювати управління витратою палива з боку водія вибором раціональних параметрів.

Резерв економії палива є як у автомобіля, з огляду їх конструкції, так і у водіїв - з огляду процесу управління ними автомобілями. Питання полягає в тому, наскільки ефективно використовуються ці можливості. Отже правильним вибором параметрів режиму розгону можна досягти економію палива і зменшення шкідливих викидів.

Досі не досліджувався сумірний вплив положення дросельних заслінок карбюратора $\varphi_{др}$ на кожній передачі та частоти обертання колінчастого вала двигуна n_d в момент перемикання передач.

В літературних джерелах не виявлено досліджень, спрямованих на визначення оптимальних значень параметрів процесу розгону, що впливають на витрату палива та шкідливі викиди автомобіля ЗАЗ Sens. Отже дослідження з метою визначення оптимальних режимів керування автомобілем ЗАЗ

Sens з бензиновим двигуном MeM3-245 представляють практичний інтерес.

Зважаючи на те, що для більшості водіїв вибір економічного режиму руху автомобіля в процесі розгону пов'язаний з певними труднощами, важливу роль у виборі оптимальних параметрів можуть відігравати бортові засоби інформації водія.

Щоб визначити оптимальні параметри управління автомобілем в експлуатаційних умовах треба вирішити такі задачі:

1. Розробка методики визначення оптимальних параметрів управління легковим автомобілем з бензиновим двигуном в експлуатаційних умовах.

2. Уточнення математичної моделі для визначення впливу параметрів управління на показники легкового автомобіля ЗАЗ Sens з бензиновим двигуном MeM3-245 в експлуатаційних умовах

3. Експериментальні дослідження щодо визначення параметрів роботи двигуна, які характеризують його як джерело енергії, споживача палива і повітря та джерело шкідливих викидів.

4. Розрахункові дослідження впливу положення дросельних заслінок карбюратора $\varphi_{др}$ на кожній передачі та частоти обертання колінчастого вала двигуна n_d в момент перемикання передач на показники паливної економічності і шкідливі викиди автомобіля в процесах розгону та за режимами їздового циклу.

5. Визначення оптимальних параметрів управління автомобілем в процесі розгону, яких необхідно дотримуватись з тим, щоб забезпечити прийнятну паливну економічність та мінімальну токсичність ВГ в умовах експлуатації.

6. Визначення вихідних даних для розробки схеми приладу для оптимального управління автомобілем

7. Проведення дорожніх випробувань автомобіля з дотриманням рекомендованих оптимальних параметрів управління в режимі розгону.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ УПРАВЛІННЯ АВТОМОБІЛЕМ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ З ВИКОРИСТАННЯМ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ

- 2.1 Використання математичних моделей для визначення витрати палива і шкідливих викидів автомобілями
- 2.2 До вибору випробувального іздового циклу для дослідження показників автомобіля ЗАЗ Sens в режимах розгону
- 2.3 Розробка загальної методики визначення оптимальних параметрів управління автомобілем з бензиновим двигуном в експлуатаційних умовах

2.1 Використання математичних моделей для визначення витрати палива і шкідливих викидів автомобілями

В реальних умовах експлуатації, зокрема в містах і населених пунктах з великою кількістю перехресть та світлофорів, а також зустрічних і паралельних транспортних потоків, двигуни автомобілів значну частину часу працюють в неусталених режимах. Серед них найбільш довготривалими є режими розгону, що мають найбільшу вагомість серед експлуатаційних режимів стосовно витрати палива і викидів шкідливих речовин [4,43,44].

Параметри, на які водії можуть впливати в процесі розгону є: швидкість V_{op} та кут відкриття дросельних заслінок φ_{op} на кожній передачі, час перемикання передач $t_{ск}$ і частота обертання двигуна n_{∂} в моменти переходу на вищу передачу.

Швидкість відкриття дросельних заслінок та час перемикання передач мало впливають на паливну економічність та й контролювати їх досить складно [4]. Отже, параметри які необхідно визначити, щоб отримати оптимальні показники по токсичності та паливній економічності, є положення дросельних заслінок карбюратора φ_{op} на кожній передачі, частота обертання колінчатого вала двигуна n_{∂} в момент перемикання передач.

Найоб'єктивніше визначати оптимальні значення параметрів, які впливають на витрату палива та викиди шкідливих речовин, можна на підставі експериментальних випробовувань, хоча це вимагає досить складного обладнання та має високу вартість. Процес підготовки та проведення випробування займає значний період часу. Крім того, досить важко підтримувати однакові параметри руху автомобіля при виконанні повторних заїздів.

Найбільш об'єктивно дані про вплив параметрів управління можна отримати при імітації всіх можливих режимів руху

автомобіля, тому доцільно робити імітацію руху автомобіля за їздовим циклом [44].

Перші дослідження про можливості використання математичних моделей двигунів для оцінки економічності і токсичності автомобілів при русі за їздовим циклом були проведені в МАДІ [45]. Проведені розрахункові і експериментальні дослідження показали, що шляхом розрахунку з використанням економічних і токсичних характеристик двигуна і режимів його роботи при виконанні автомобілем їздового циклу, встановленого ОСТ37.001.054-74, можливо отримати дані про витрату палива і викиди шкідливих речовин, близькі до експериментальних.

Розрахунковий метод визначення маси викидів шкідливих речовин автомобілем при русі за їздовим циклом використовується в роботі при оцінці токсичності двигуна, який живиться воднем. Необхідність розробки більш точного методу розрахунку шкідливих викидів, з використанням реальних режимів роботи двигуна в умовах експлуатації, відзначається в роботі.

Математичне моделювання широко використовується для оцінки і оптимізації паливної економічності автомобілів в роботах.

Ще в 1967 році доктор технічних наук. І.Л. Варшавський з співавторами шляхом розрахунків з використанням навантажувальних характеристик двигуна отримали залежність викидів оксиду вуглецю на одиницю пробігу автомобіля ЗІЛ-130 від швидкості руху при різних опорах дороги. В роботі кількість шкідливих викидів двигуном за визначений період часу руху автомобіля в місті визначено за універсальною токсичною характеристикою двигуна з використанням даних про режими роботи двигуна.

Для оцінки забруднення автомобілями навколишнього середовища при русі в різних умовах, в роботі розроблена методика визначення кількості відпрацьованих газів в режимах

холостого ходу, розігнання, усталеної швидкості і гальмування двигуном. Ця методика дозволяє визначити загальні викиди відпрацьованих газів автомобілем без врахування їх складу і степені шкідливості.

Запропоновано та експериментально перевірено спосіб розрахунку викидів оксиду вуглецю автомобілем з бензиновим двигуном під час руху міською магістраллю з використанням універсальної токсичної характеристики і заміряних режимів роботи двигуна.

В кандидатській дисертації В.Ф.Скорченка виконані дослідження стосовно визначення впливу дорожніх елементів на величину викидів оксиду вуглецю автомобілями. Дослідження виконувались розрахунковим та експериментальними методами. Розрахунок проводився з використанням універсальних токсичних характеристик і заміряних або розрахованих режимів роботи двигуна на відрізку дороги, який досліджується.

Таким чином, аналіз виконаних досліджень показує, що в більшості досліджень в основу розрахунку покладено такий принцип: заміряються або задаються режими руху автомобіля або режими роботи його двигуна і виходячи з показників паливної економічності і токсичності двигуна в цих режимах і часу їх використання розраховуються витрата палива і шкідливі викиди на окремих режимах.

Разом з тим, необхідно відзначити, що проведено мало робіт щодо створення математичних моделей, які дозволяють визначити кількість токсичних викидів автомобілями в експлуатаційних умовах з урахуванням перехідних режимів роботи двигунів.

Переважно це методики розрахунку шкідливих викидів за заміряними режимами роботи двигунів і їх токсичними характеристиками.

Методику дослідження експлуатаційних властивостей дорожніх транспортних засобів (ДТЗ) у системі «водій-

автомобіль-дорога» було розроблено в Київському автомобільно-дорожньому інституті (зараз НТУ) у 1985 р. [4]. Методика розрахунку паливної економічності та шкідливих викидів автомобілем, в даній роботі, базується на визначенні режимів роботи двигуна при умовному русі автомобіля за їздовим циклом та відповідних цим режимам експериментально визначених екологічних та економічних показників двигуна з наступним розрахунком за цими даними витрати палива і шкідливих викидів за їздовий цикл в цілому та на одиницю пробігу автомобіля.

2.2 До вибору випробувального їздового циклу для дослідження показників автомобіля ЗАЗ Sens в режимах розгону

Одним з основних питань, яке вирішувалось при розробці методики, було - вибір їздового циклу, який би найбільш повно імітував режими руху автомобіля ЗАЗ Sens в умовах експлуатації.

Зараз відомо багато різновидностей їздових циклів. Деякі з цих циклів були отримані в результаті вивчення режимів руху автомобілів в конкретних містах і включають найбільш характерні режими. Тому вони є досить простими і доступними для імітації при проведенні експериментальних досліджень і при розрахункових дослідженнях.

Такий їздовий цикл, що побудований на результатах замірів режимів руху легкових автомобілів у великих містах Європи і відомий як міський цикл ЄЕК, показано на рис.2.1. Цей цикл включає чотири набори режимів, довжина умовного шляху циклу 4,052 км, час виконання 820 с., максимальна швидкість 50 км/год. Цей цикл було введено Правилами ЄЕК ООН №15 в 1970 році, коли було започатковано нормування викидів шкідливих речовин легковими автотранспортними засобами.

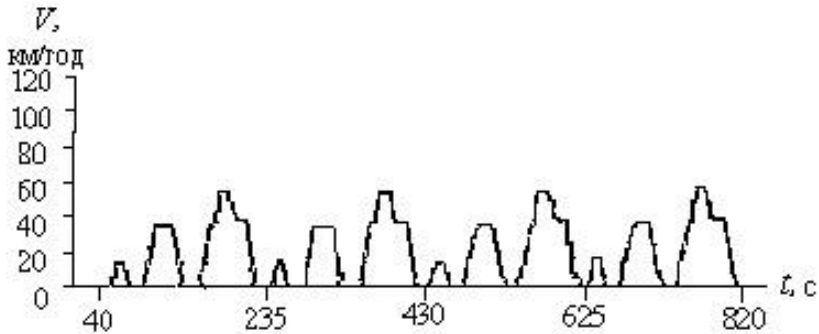


Рис. 2.1. Європейський міський випробувальний цикл

В останній час для випробування легкових автомобілів на токсичність застосовують модернізований їздовий цикл (рис. 2.2), який включає чотири звичайних набори міських режимів і додатковий набір режимів, який імітує рух автомобіля за містом. При цьому загальний час виконання циклу зріс до 1220 с, довжина умовного шляху автомобілів складає 11 км, середня швидкість - 33,6 км/год, максимальна швидкість - 120 км/год (для автомобілів з двигунами невеликої потужності - 90 км/год).

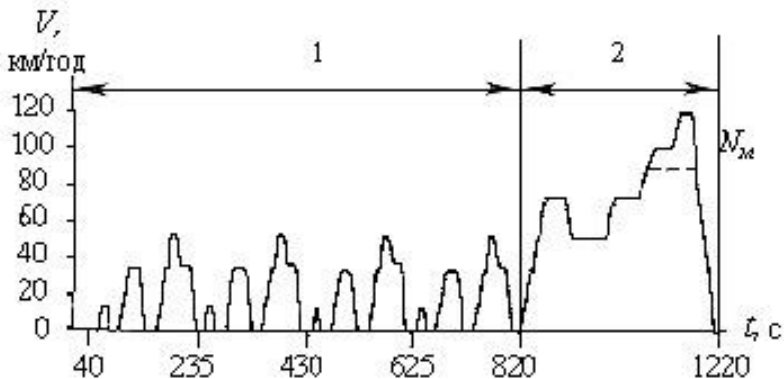


Рис. 2.2. Модернізований європейський міський випробувальний цикл: 1 – ECE City Cycle (міський), 2 - EUDC City Cycle (магістральний)

Більш складний їздовий цикл для випробування легкових автомобілів використовується в США (рис. 2.3), в ньому практично немає усталених режимів. Довжина умовного шляху в такому циклі 17,8 км, час його виконання 1877 с., максимальна швидкість -91,2 км/год, середня швидкість 34,1 км/год.

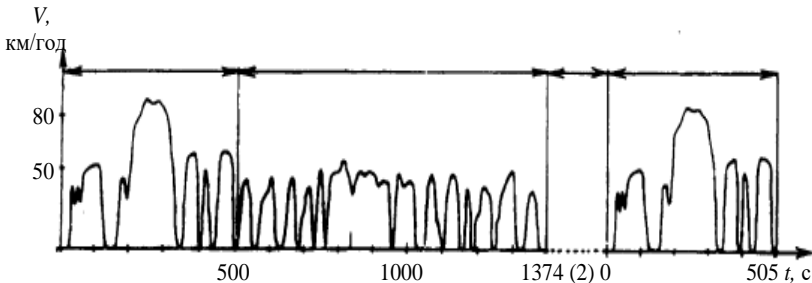


Рис. 2.3. Міський федеральний випробувальний цикл США

В Японії випробування автомобілів з числом пасажирів менше 10 і масою менше 2,5т проводяться за двома циклами: 11-ти режимним - холодні випробування та 10-15-ти режимним - гарячі.

На рис. 2.4 показано одинадцятирежимний їздовий цикл, без попереднього прогріву ДВЗ. Кожна фаза циклу триває 120 с на дистанції 1021 м. Середня швидкість становить 30,6 км/год.

На рис. 2.5 показано 10-15-режимний цикл з попереднім прогрівом ДВЗ. Довжина 4,16 км, час виконання 660 с., максимальна швидкість 70 км/год, середня швидкість 22,7 км/год.

У країнах колишнього СРСР на всі ДТЗ (за ГОСТ АТЗ), за винятком позадорожніх, поширюється чинність ГОСТ 20306-90 "Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний" [46].

Стандарт набув чинності з 1 січня 1992 року та в частині 1.4 (визначення витрати палива у міському циклі на стенді) співпадає

з Правилами № 15 СЕК ООН. Цей стандарт має чинність і на території України.

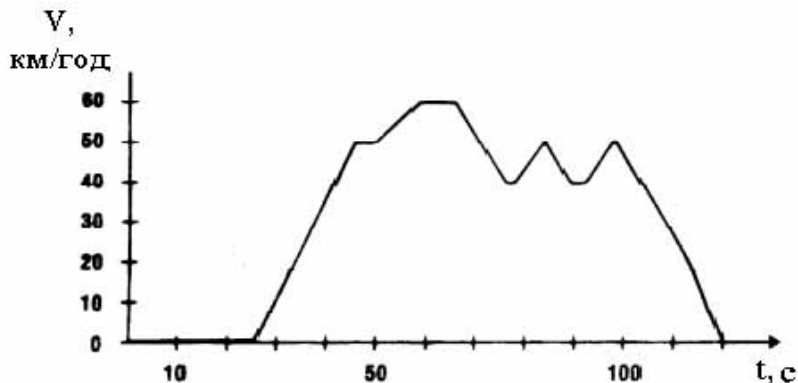


Рис. 2.4. Одиннадцятирежимний їздовий цикл (Японія)

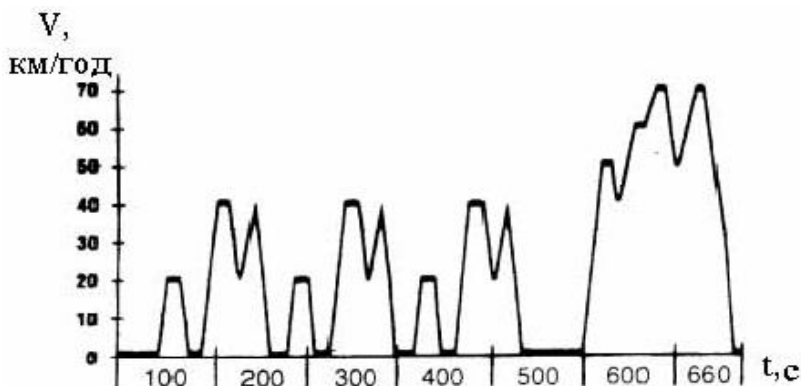


Рис. 2.5. 10-15-режимний їздовий цикл (Японія)

За ГОСТ 20306-90 випробування здійснюються за режимами руху АТЗ визначеними операційними картами шести їздових циклів:

1. Магістральний цикл на дорозі для автомобілів повною масою до 3,5 т, автобусів далекого сполучення.

- Магістральний цикл на дорозі для вантажних автомобілів та
2. автопоїздів повною масою більше 3,5 т, та міжміських автобусів.
 3. Міський цикл на дорозі для АТЗ повною масою до 3,5 т.
 4. Міський цикл на дорозі для АТЗ повною масою більше 3,5 т, крім міських автобусів.
 5. Міський цикл на дорозі для міських автобусів.
 6. Міський цикл на стенді для АТЗ повною масою до 3,5 т.

При виборі їздового випробувального циклу для автомобіля ЗАЗ Sens, який є основним об'єктом розрахункових досліджень, керувалися вимогами ГОСТ 20306-90 для даного класу, типу та умов його експлуатації.

Найбільшу небезпеку шкідливі викиди ДТЗ становлять у великих містах та прилеглих до них районах. Тому враховуючи те, що дорожній рух у містах носить циклічний характер та двигун транспортного засобу більшість часу працює в неусталених режимах, викидаючи більше шкідливих речовин, ніж за усталеного руху [46], було вирішено використати для оцінки та порівняння показників транспортних засобів міський цикл на дорозі для АТЗ повною масою до 3,5 т. Режими випробувального циклу наведено в табл. 2.1.

Схему циклу показано на рис. 2.6, його довжина – 4000 м. Максимальна швидкість АТЗ в умовах міста обмежена чинними в Україні Правилами дорожнього руху і становить 60 км/год.

Як видно з описання режимів випробувального циклу, він повністю відтворює експлуатаційні умови, тобто: рушення автомобіля з місця та розгін до певної швидкості, рух з усталеною швидкістю на певній ділянці, розгін автомобіля від однієї швидкості до іншої, гальмування двигуном з однієї швидкості до іншої (де подавання палива переривається запірним електромагнітним клапаном) або ж до повної зупинки, службове гальмування.

Таблиця 2.1

Операційна карта міського циклу на дорозі
для АТЗ повною масою до 3,5 т

Номер операції	Відмітка шляху, м	Послідовність операцій
1	2	3
1	0	Запуск двигуна з одночасним включенням приладів, що вимірюють витрату палива і час руху. Робота двигуна в режимі холостого ходу 15 с. Розгін на першій передачі до швидкості 20 км/год. Включення другої передачі і продовження руху з усталеною швидкістю 20 км/год до відмітки 200 м.
2	200	Гальмування до повної зупинки ($S_T=15$ м). Робота в режимі холостого ходу 15 с. Розгін на другій передачі до швидкості 25 км/год. Включення третьої передачі і продовження руху з усталеною швидкістю 25 км/год до відмітки 400 м.
3	400	Розгін на третій передачі до швидкості 30 км/год і продовження руху на третій передачі з усталеною швидкістю 30 км/год до відмітки 600 м.
4	600	Гальмування до повної зупинки ($S_T=36$ м). Робота в режимі холостого ходу 15 с. Розгін до швидкості 35 км/год. Переключення з першої на другу передачу при швидкості 20 км/год, а з другої на третю – при швидкості 30 км/год.. Продовження руху на третій передачі з усталеною швидкістю 35 км/год до відмітки 800 м.
5	800	Гальмування до швидкості 20 км/год ($S_T=30$ м). Розгін до швидкості 40 км/год. Переключення з другої на третю передачу при швидкості 35 км/год. Продовження руху на четвертій передачі з усталеною швидкістю 40 км/год до відмітки 1100 м.

Продовження таблиці 2.1

6	1100	Гальмування до повної зупинки ($S_T=60$ м). Робота в режимі холостого ходу 15 с. Розгін до швидкості 45 км/год. Переключення з другої на третю передачу при швидкості 40 км/год, Продовження руху на четвертій передачі з усталеною швидкістю 45 км/год до відмітки 1400 м.
7	1400	Гальмування до швидкості 30 км/год ($S_T=45$ м). Розгін на третій передачі до швидкості 45 км/год.. Продовження руху на четвертій передачі з усталеною швидкістю 45 км/год до відмітки 1700 м.
8	1700	Гальмування до повної зупинки ($S_T=80$ м). Робота в режимі холостого ходу 15 с. Розгін до швидкості 50 км/год. Переключення з другої на третю передачу при швидкості 40 км/год, Продовження руху на четвертій передачі з усталеною швидкістю 50 км/год до відмітки 2200 м.
9	2200	Гальмування до повної зупинки ($S_T=96$ м). Робота в режимі холостого ходу 45 с. Розгін до швидкості 55 км/год. Переключення з другої на третю передачу при швидкості 40 км/год, Продовження руху на вищій передачі зі швидкістю 55 км/год до відмітки 3000 м.
10	3000	Гальмування до повної зупинки ($S_T=110$ м). Робота в режимі холостого ходу 15 с. Розгін до швидкості 60 км/год. Переключення з другої на третю передачу при швидкості 40 км/год, Продовження руху на вищій передачі з усталеною швидкістю 60 км/год. Початок гальмування з розрахунку повної зупинки поблизу відмітки 4000 м ($S_T=138$ м).
11	4000	Виключення приладів для вимірювання витрати палива і часу руху. Запис значень витраченого палива, часу руху і загального часу проходження дистанції. Занесення результатів вимірювань в протокол випробувань

АТЗ до повної зупинки з використанням робочої гальмової системи, робота двигуна АТЗ в режимі мінімальної частоти обертання самостійного холостого ходу (імітація очікування зеленого світла світлофора на перехресті).

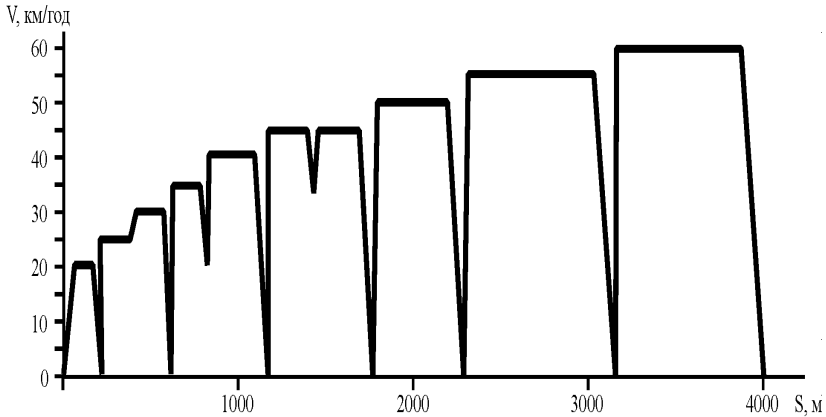


Рис. 2.6. Схема їздового циклу, що імітує рух легкового автомобіля в місті згідно ГОСТ 20306-90

Крім того, слід відзначити, що у вибраному випробувальному циклі [46] водій має можливість змінювати параметри управління розгоном в широкому діапазоні, тому він найкраще підходить для дослідження екологічних та економічних показників автомобілів та імітування руху ДТЗ в математичній моделі з метою визначення оптимальних параметрів управління автомобіля в умовах експлуатації.

2.3 Розробка загальної методики визначення оптимальних параметрів управління автомобілем з бензиновим двигуном в експлуатаційних умовах

Як вже зазначалося, питаннями покращення параметрів роботи автомобіля в процесі експлуатації займається велика кількість фахівців, тому дуже важливим є вивчення досвіду та аналіз виконаних досліджень, через це в загальну схему методики визначення оптимальних параметрів управління автомобілем з бензиновим двигуном в експлуатаційних умовах включено блок 1.

На підставі виконаного аналізу вибираються параметри управління, які впливають на паливну економічність та токсичність автомобіля. Оцінюється вплив кожного з них та вибираються ті, що чинять вагомий вплив та піддаються регулюванню з боку водія. Визначають діапазон змін названих параметрів в умовах експлуатації з тим, щоб встановити рівні дослідження (блок 2).

З метою отримання об'єктивних даних щодо впливу параметрів управління розгоном в усіх можливих режимах руху автомобіля в експлуатаційних умовах необхідно здійснювати дослідження за їздовими циклами. Здійснюється аналіз існуючих циклів і вибирається такий, що найбільше підходить (блок 3).

На основі методики розрахунку паливної економічності та шкідливих викидів автомобілем, [4] розробляється математична модель руху автомобіля за вибраним їздовим циклом з внесенням відповідних змін, що враховують особливості циклу двигуна MeM3-245 і автомобіля ЗАЗ Sens (блок 4).

Для отримання вихідних даних для математичної моделі проводиться комплекс експериментальних досліджень двигуна MeM3-245 (блок 5).

Перевірка адекватності математичної моделі для режимів розгону автомобіля здійснюється порівнянням розрахованих показників з даними заводських випробовувань, а отримані розрахунком показники роботи автомобіля за цикл з результатами державних випробувань та розрахунками інших авторів (блок 6:).

Методика визначення оптимальних параметрів управління автомобілем в режимі розгону базується на проведенні багатоваріантних розрахунків залежних параметрів, що характеризують роботу автомобіля, з урахуванням зміни незалежних змінних.

Проводяться відповідні розрахунки з застосуванням математичної моделі, яка описує рух автомобіля ЗАЗ Sens в різних режимах руху, змінюючи φ_{op} та частоту в моменти перемикання n_o , визначається їх вплив на паливну економічність та екологічні показники автомобіля (блок 7).

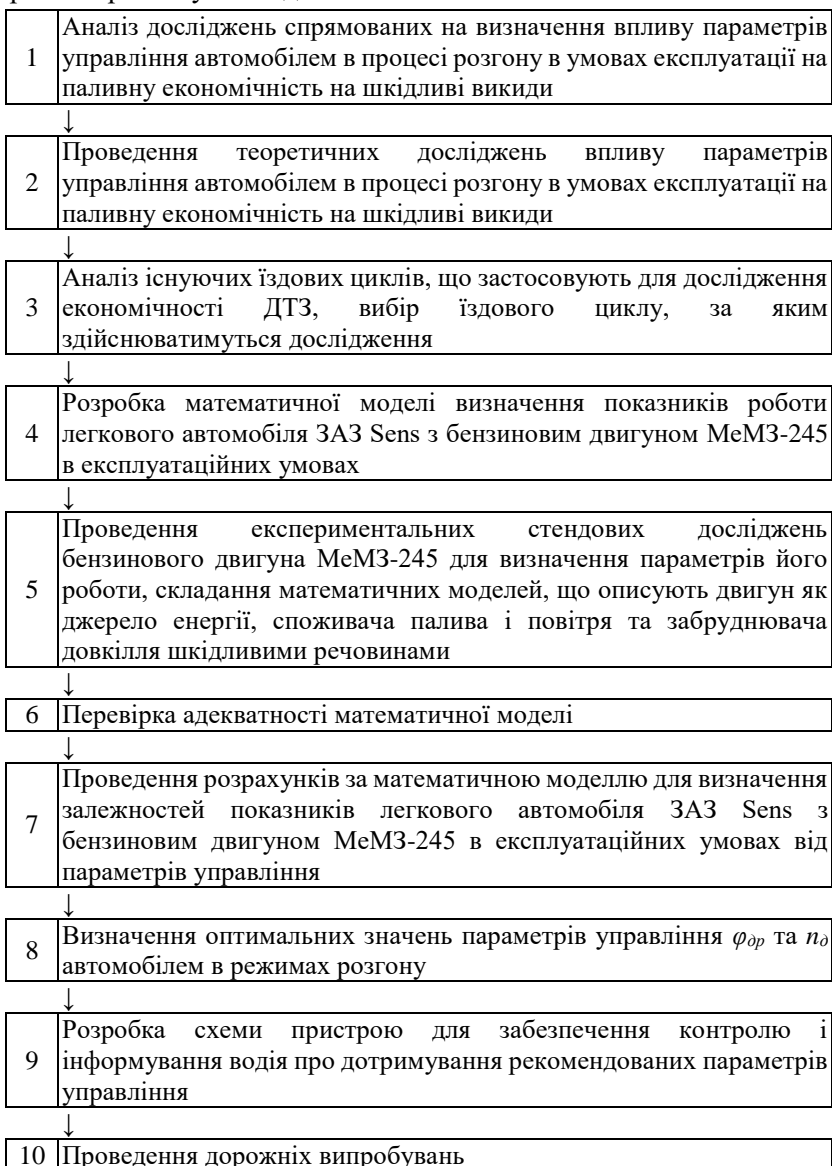
Аналізуючи отримані дані, можна визначити оптимальні параметри управління, які необхідно витримувати водію ЗАЗ Sens в реальних умовах експлуатації, щоб суттєво збільшити паливну економічність і зменшити викиди шкідливих речовин. В той же час в прийнятних межах мають знаходитись і такі параметри, як час і шлях розгону (блок 8).

Для забезпечення можливості оптимального управління автомобілем, в умовах експлуатації за оптимальними параметрами необхідно розробити певні рекомендації для водіїв та обладнати автомобіль відповідним пристроєм.

Розробка схеми пристрою для забезпечення контролю і інформування водія про дотримання рекомендованих параметрів управління (блок 9).

Для остаточної підтвердження доцільності дотримання рекомендованих параметрів керування автомобілем в режимі розгону автомобіля ЗАЗ Sens та перевірки роботоздатності пристрою необхідно провести дорожні випробування (блок 10).

Загальна схема методики вибору оптимальних значень параметрів управління автомобілем з бензиновим двигуном в режимі розгону виглядає так:



На основі наведеного можна сказати, що параметри які необхідно визначити, щоб отримати оптимальні показники по токсичності та паливній економічності, є положення дросельних заслінок карбюратора φ_{op} на кожній передачі, частота обертання колінчатого вала двигуна n_o в момент перемикавання передач та вибрана водієм передача при русі з усталеною швидкістю. Інші параметри управління практично не впливають на показники руху.

Зважаючи на те, що дорожній рух у містах носить циклічний характер та двигун транспортного засобу більшість часу працює в неусталених режимах, викидаючи більше шкідливих речовин, ніж за усталеного руху, пропонується здійснювати дослідження за циклом, що визначає ГОСТ 20306-90 "Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний". Для даного класу, типажу автомобіля доцільно використати міський цикл на дорозі для АТЗ повною масою до 3,5 т. Цей їздовий цикл в найбільш повній мірі імітує режими руху автомобіля ЗАЗ Sens в умовах експлуатації.

Розроблена методика дозволяє за тягово–експлуатаційними, екологічними показники автомобіля та його паливною економічністю в умовах, близьких до експлуатаційних, при імітуванні руху автомобіля за математичною моделлю, визначити оптимальні значення параметрів управління автомобілем в режимах розгону.

РОЗДІЛ 3

УТОЧНЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ ЗА3 SENS В ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ

- 3.1** : Математична модель для дослідження впливу параметрів управління на показники автомобіля в режимі розгону та за режимами їздового циклу
- 3.2** : Розробка алгоритму та програми розрахунку показників роботи автомобіля під час руху за режимами їздового циклу

3.1 Математична модель для дослідження експлуатаційних властивостей автомобілів в різних режимах руху та за режимами їздового циклу

При проведенні розрахункових досліджень за основу була прийнята математична модель, розроблена на кафедрі “Двигуни і теплотехніка” Національного транспортного університету [4] з внесенням відповідних змін, що враховують особливості двигуна МеМЗ-245 і автомобіля ЗАЗ Sens та міського їздового циклу на дорозі для АТЗ з повною масою до 3,5 т [46]. На відміну від моделей, створених раніше, математична модель описує рух автомобіля за їздовим циклом згідно ГОСТ 20306-90, в якому водій має можливість змінювати параметри управління автомобілем в широкому діапазоні. Це дозволило оцінити їх вплив на паливну економічність і величину шкідливих викидів та визначити оптимальні величини параметрів управління.

Математична модель складається з диференціальних і алгебраїчних рівнянь, що описують рух автомобіля в окремих режимах. Вхідними змінними у математичній моделі є величина та швидкість переміщення дросельної заслінки, вибрана передача, моменти зміни передачі, час перемикання передачі, швидкість руху, яку вибрав водій, втрати у трансмісії та ДВЗ, дорожні умови (величина коефіцієнта опору коченню), завантаженість автомобіля, вибраний цикл руху.

Оскільки основними режимами роботи автомобільного ДВЗ є неусталені режими (зміна умов руху, профілю дорожнього покриття, положення керуючих органів зумовлює зміну частоти обертання колінчастого вала двигуна, прискорення, швидкості автомобіля та ін.), тому важливо отримати дані про екологічні, економічні та енергетичні показники автомобіля за руху в певних умовах.

5. Рух автомобіля при зміні передачі.

6. Усталений рух автомобіля.

7. Гальмування автомобіля з під'єднаним зчепленням (робота ДВЗ в режимі примусового холостого ходу, де подання палива переривається запірним електромагнітним клапаном).

8. Гальмування автомобіля з від'єднаним зчепленням (в основному робота двигуна в режимі мінімальної частоти холостого ходу).

На рис. 3.2. показана зміна в часі показників двигуна, що характеризують його швидкісний n_d і навантажувальний $\varphi_{др}$ режими в процесі виконання показаного на рис. 3.1 фрагменту їздового циклу.

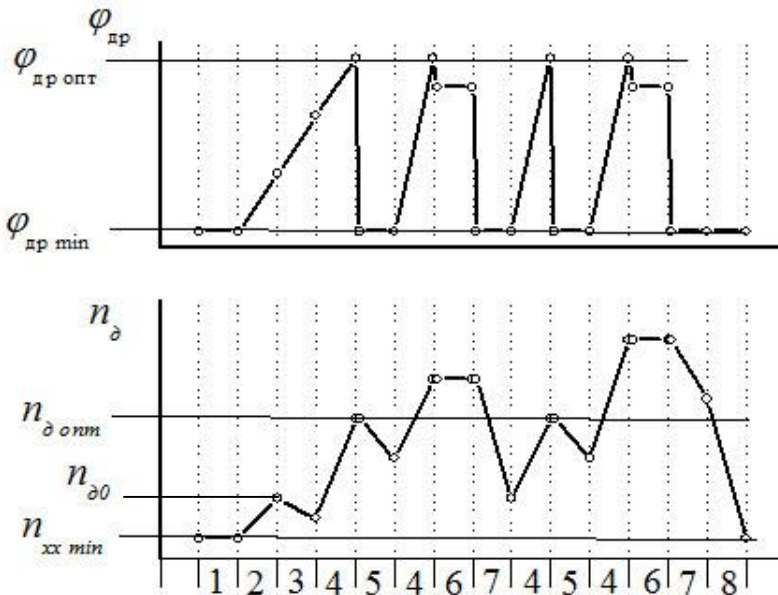


Рис. 3.2. Зміна в часі показників двигуна, що характеризують його швидкісний n_d і навантажувальний $\varphi_{др}$ режими

Двигун, як споживач палива, повітря і джерело шкідливих викидів описується математичними залежностями цих

показників від відкриття дросельних заслінок $\varphi_{др}$ і частоти обертання колінчастого вала n_{δ} . Але більш точно, за результатами стендових випробувань, двигун можна описати в вигляді, залежностей показників від частоти обертання n_{δ} і розрідження за дросельними заслінками Δp_k . Останній параметр визначається положенням дросельних заслінок $\varphi_{др}$ і частотою обертання n_{δ} .

3.1.1 Робота двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу на нерухомому автомобілі перед початком руху (ділянка 1 їздового циклу)

В режимі холостого ходу крутний момент двигуна $M_k=0$. Відсутні будь-які зв'язки між двигуном та трансмісією. При цьому частота обертання $n_{\delta}=n_{ххmin}$. кут відкриття дросельних заслінок $\varphi_{др}=\varphi_{дрmin}$. Показники роботи двигуна визначаються експериментально.

3.1.2 Розгін двигуна автомобіля без зовнішнього навантаження (ділянка 2 їздового циклу)

Процес розгону двигуна за умови відсутності зв'язку з трансмісією описується диференціальним рівнянням

$$\frac{dn_{\delta}}{dt} = M_k(\varphi_{др}, n_{\delta}) \frac{30}{I_{д}\pi}, \quad (3.1)$$

де $I_{д}$ – момент інерції двигуна, кг·м²;

$\frac{dn_{\delta}}{dt}$ – прискорення колінчастого вала двигуна, хв⁻¹·с⁻¹;

$M_k(\varphi_{др}, n_{\delta})$ – ефективний крутний момент двигуна, Н·м.

Процес розгону в режимі холостого ходу нетривалий у часі, кут відкриття φ_{op} дросельних заслінок малий, а швидкість відкриття дросельних V_{op} заслінок відносно невелика, тому величину M_k розраховуємо так, як в усталеному режимі роботи. Рівняння (3.1) вирішується числовим інтегруванням методом Рунге-Кутта.

Кут відкриття дросельних заслінок в цьому процесі φ_{op} визначається за залежністю:

$$\varphi_{op} = \varphi_{op.min} + V_{op} \cdot t, \quad (3.2)$$

де $\varphi_{op.min}$ – положення дросельних заслінок за роботи двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу n_{xxmin} ;

V_{op} – швидкість відкриття дросельних заслінок, %/с;

t – час відкриття дросельних заслінок, с.

Швидкість відкриття дросельних заслінок V_{op} може прийматися сталою ($V_{op} = \text{const}$) або такою, що змінюється за певним законом.

За роботи двигуна в режимі холостого ходу положення дросельних заслінок, яке відповідає заданій частоті обертання колінчастого вала двигуна, визначається за залежністю

$$\varphi_{op} = c \cdot (n_{\partial 0} - n_{xx \min}), \quad (3.3)$$

де c — коефіцієнт, який визначається експериментально за характеристикою холостого ходу;

$n_{\partial 0}$ — частота обертання колінчастого вала двигуна, до якої виконується розігнання;

$n_{xx \min}$ — мінімальна частота обертання колінчастого вала двигуна.

Виходячи з частоти обертання, визначеної за рівнянням (3.1) за експериментальними характеристиками холостого ходу визначаються показники роботи двигуна, його паливна

економічність і шкідливі викиди за одиницю часу та за період розгону двигуна.

3.1.3 Розгін автомобіля за буксуючого зчеплення (ділянка 3 їздового циклу)

Рушання автомобіля за буксуючого зчеплення описується рівняннями окремо для двигуна і веденої частини зчеплення.

Рух двигуна описується рівнянням

$$\frac{dn_{\delta}}{dt} = (M_{KH}(\varphi_{\delta p}, n_{\delta}) - M_{зч}) \cdot \frac{30}{I_{\delta} \cdot \pi}, \quad (3.4)$$

де $\frac{dn_{\delta}}{dt}$ – сповільнення чи прискорення колінчастого валу

двигуна, $\text{хв}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$;

I_{δ} – момент інерції двигуна, визначається з довідника; $\text{кг} \cdot \text{м}^2$,

$M_{KH}(\varphi_{\delta p}, n_{\delta})$ – крутний момент двигуна в неусталеному режимі роботи, Н·м;

$M_{зч}$ – момент тертя зчеплення, Н·м.

Рух веденої частини зчеплення трансмісії автомобіля описується рівнянням:

$$\frac{dn_3}{dt} = (M_{зч} - M_{оп}) \cdot \frac{30}{I_{АШ} \cdot \pi}, \quad (3.5)$$

де $\frac{dn_3}{dt}$ – прискорення веденої частини зчеплення, $\text{хв}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$;

$I_{АШ}$ – момент інерції мас автомобіля, які обертаються, приведений до зчеплення, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$M_{зч}$ – момент тертя зчеплення, Н·м;

$M_{оп}$ – момент опору руху автомобіля, Н·м.

Момент інерції маси автомобіля визначається за залежністю

$$I_{АШ} = \frac{(m_0 + m_г) \cdot r_K^2}{U_i^2 \cdot U_p^2} + \sum_{i=1}^n \frac{I_{Ki}}{U_i^2 \cdot U_p^2}, \quad (3.6)$$

де I_{Ki} – момент інерції i -го колеса автомобіля, , кг·м²;

U_i – передаточне число коробки передач;

U_p – передаточне число головної передачі;

m_0 – маса автомобіля, , кг;

$m_г$ – маса вантажу, кг.

Крутний момент двигуна в неусталеному режимі роботи ДВЗ визначається за двох умов: в процесі відкривання дросельних заслінок і після закінчення відкривання.

Середній крутний момент на ділянці переміщення дросельних заслінок за неусталеного режиму M_{KH}^{cp} можна визначити, якщо відомий середній крутний момент за усталеного режиму роботи ДВЗ з використанням залежності, наведеної в роботах проф. Г.М. Злотіна

$$M_{KH}^{cp} = M_{KV}^{cp} \cdot \left(1,035 - 6,6 \cdot \frac{t_{OB}}{t_{op}} \right), \quad (3.7)$$

M_{KV}^{cp} – середній крутний момент на ділянці переміщення дросельних заслінок за усталеного режиму, Н·м;

t_{OB} – час одного оберту колінчастого вала двигуна, с;

t_{op} – час відкриття дросельних заслінок, с.

На ділянці відкриття дросельних заслінок зміна частоти обертання колінчастого вала ДВЗ визначається швидкістю відкриття дросельних заслінок та швидкістю відпускання педалі зчеплення.

Припустимо, що на ділянці переміщення дросельних заслінок частота обертання колінчастого вала двигуна постійна. Також припустимо, що значення крутного моменту на ділянці

переміщення дросельних заслінок дорівнює середньому значенню крутного моменту в неусталеному режимі роботи ДВЗ.

Якщо знехтувати зміною частоти обертання, то середнє значення крутного моменту в усталеному режимі роботи у випадку переміщення дросельних заслінок знаходимо за формулою [4].

$$M_{KV}^{cp} = \frac{1}{\varphi_{op}^K - \varphi_{op}^{\Pi}} \cdot \int_{\varphi_{op}^{\Pi}}^{\varphi_{op}^K} M_K(\varphi_{op}) d\varphi_{op}, \quad (3.8)$$

де φ_{op}^K – кінцеве положення дросельних заслінок, град;

φ_{op}^{Π} – початкове положення дросельних заслінок, град;

φ_{op} – поточне значення кута відкриття дросельних заслінок,

$\varphi_{op} \in [\varphi_{op}^{\Pi}; \varphi_{op}^K]$.

Задачу зведено до визначення $M_K(\varphi_{op})$. Залежність $M_K(\varphi_{op})$ визначається експериментально і описується поліноміальною залежністю при сталій частоті обертання ($n_d = const$).

Після закінчення переміщення дросельних заслінок крутний момент описується за формулою

$$M_{KH} = M_{KV} - \lambda \cdot \frac{dn_d}{dt} \cdot \frac{\pi}{30}, \quad (3.9)$$

де M_{KH} – величина крутного моменту за неусталеного режиму роботи ДВЗ, Н·м;

M_{KV} – величина крутного моменту за усталеного режиму роботи ДВЗ, Н·м;

λ – коефіцієнт неусталеного режиму руху, отриманий дослідним шляхом.

Значення крутного моменту M_{KV} в усьому діапазоні навантажень та швидкісних режимів, за виключенням економайзерного, описується залежністю

$$M_{KV} = a_0 + a_1 \cdot \Delta p_{\kappa}, \quad (3.10)$$

де a_0, a_1 – дослідні коефіцієнти;

Δp_{κ} – розрідження у впускному трубопроводі двигуна, кПа.

Коефіцієнти a_0 та a_1 отримують в результаті обробки експериментальних даних. За роботи ДВЗ за зовнішньою навантажувальною характеристикою, крутні моменти описуються поліноміальною залежністю другого степеня як функція від частоти обертання колінчастого валу двигуна.

Залежність розрідження у впускному трубопроводі від частоти обертання n_D колінчастого валу та кута відкриття φ_{op} дросельних заслінок двигуна в часткових навантажувальних режимах ДВЗ описується поліномом:

$$\Delta p_{\kappa} = b_0 + b_1 n_D + b_2 \varphi_{op} + b_{11} n_D^2 + b_{22} \varphi_{op}^2 + b_{12} n_D \varphi_{op}, \quad (3.11)$$

де $b_0, b_1, b_2, b_{11}, b_{22}, b_{12}$; – поліноміальні коефіцієнти.

З урахуванням (3.9) отримуємо рівняння руху двигуна в перший період за рушення автомобіля з місця (рівняння 3.4)

$$\frac{dn_D}{dt} = (M_{KH}(\varphi_{op}, n_D) - M_{зч}) \cdot \frac{30}{(I_D + \lambda) \cdot \pi}, \quad (3.12)$$

де λ – експериментальний коефіцієнт неусталеного руху;

$M_{зч}$ – момент тертя зчеплення, Н·м.

Для веденої частини зчеплення визначається за формулою (3.5). Рівняння (3.12) використовується для розрахунку розігону двигуна після закінчення переміщення дросельних заслінок.

Визначаємо моменти опору руху автомобіля $M_{оп}$ та момент тертя зчеплення $M_{зч}$.

В початковий момент рушання, коли швидкість автомобіля відносно мала, можна не враховувати силу опору повітря та зміну коефіцієнта опору коченню. Момент опору руху автомобіля $M_{оп}$ визначається за залежністю:

$$M_{оп} = \frac{(m_0 + m_e) \cdot (f_0 \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \cdot r_d \cdot g}{U_i \cdot U_p \cdot \eta_T}, \quad (3.13)$$

де α — кут підйому (спуску) дороги, град;

r_d — динамічний радіус колеса, м;

$g=9,81$ — прискорення земного тяжіння м/с²;

η_T — ККД трансмісії.

Припустимо, що момент тертя зчеплення не залежить від відносної швидкості ковзання робочих поверхонь та використаємо спрощену лінійну залежність

$$M_{зч} = V_{зч} \cdot t_{зч}, \quad (3.14)$$

де $V_{зч}$ — швидкість зростання моменту тертя зчеплення, Н·м./с;

$t_{зч}$ — час зростання моменту тертя зчеплення, с.

Після завершення процесу включення зчеплення величина моменту тертя зчеплення прийнята постійною (динаміка зміни сил у трансмісії не враховується) та визначається за залежністю

$$M_{зчmax} = \beta \cdot M_{Kmax}, \quad (3.15)$$

де β — коефіцієнт запасу зчеплення;

M_{Kmax} — максимальний крутний момент двигуна, Н·м.

У період відкриття дросельних заслінок справджується умова

$$t - t_{XX} \leq t_{оп}, \quad (3.16)$$

де t_{XX} — час розігнання двигуна в режимі холостого ходу від

$n_{XX \min}$ до $n_{зад}$, с;

$t_{\text{оп}}$ – час відкриття дросельних заслінок, с.

Час відкриття дросельних заслінок на i -й передачі $t_{\text{оп}i}$ визначається за залежністю:

$$t_{\text{оп}i} = \frac{\varphi_{\text{оп}i} - \varphi_{\text{зад}i}}{v_{\text{оп}}}, \quad (3.17)$$

де $\varphi_{\text{оп}i}$ – кінцеве значення кута відкриття дросельних заслінок на i -й передачі, %;

$\varphi_{\text{зад}i}$ – величина кута початку відкриття дросельних заслінок на i -й передачі, %.

Після закінчення відкриття дросельних заслінок виконується умова

$$t - t_{\text{ХХ}} > t_{\text{оп}}, \quad (3.18)$$

де $t_{\text{ХХ}}$ – час розігнання двигуна в режимі холостого ходу від

$n_{\text{ХХ min}}$ до $n_{\text{зад}}$, с;

$t_{\text{оп}}$ – час відкриття дросельних заслінок, с.

За умови рівних частот обертання колінчастого вала двигуна та зчеплення завершується процес рушання з буксуючим зчепленням. Умова закінчення процесу рушання з буксуючим зчепленням

$$n_{\text{д}} = n_{\text{зч}}, \quad (3.19)$$

де $n_{\text{д}}$ – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} ;

$n_{\text{зч}}$ – частота обертання зчеплення, хв^{-1} .

Швидкість руху автомобіля визначається за формулою

$$V_a = \frac{n_{\text{зч}} \cdot r_K \cdot \pi}{U_i \cdot U_p \cdot 30}, \quad (3.20)$$

де $n_{\text{зч}}$ – частота обертання зчеплення, хв^{-1} ;

r_K – радіус кочення колеса, м.

3.1.4 Розігнання автомобіля при заблокованому зчепленні (ділянка 4 їздового циклу)

За існування зв'язку між трансмісією та ДВЗ та виконання умови $n_\partial = n_{зч}$ відбувається розігнання автомобіля за заблокованого зчеплення.

Із рівняння тягового балансу маємо

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta(m_0 + m_e)} \left[\frac{M_{KH} \cdot U_i \cdot U_p \cdot \eta_T}{r_D} - P_f \pm P_i - P_w \right], \quad (3.21)$$

де η_T – ККД трансмісії;

δ – коефіцієнт врахування мас, які обертаються;

P_f – сила опору коченню автомобіля, Н;

P_i – сила опору підйому, Н;

P_w – сила опору повітря, Н.

Коефіцієнт врахування мас, які обертаються δ знаходимо за формулою

$$\delta = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n I_{Ki} + I_D \cdot U_i^2 \cdot U_p^2 \cdot \eta_T}{(m_0 + m_e) \cdot r_D^2}, \quad (3.22)$$

де $\sum_{i=1}^n I_{Ki}$ – сумарний момент інерції коліс автомобіля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

I_D – момент інерції мас ДВЗ, які обертаються, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

η_T – ККД трансмісії.

Інші складові сили рівняння тягового балансу знаходимо за формулами

$$P_f = (m_0 + m_e) \cdot f \cdot g \cdot \cos \alpha, \quad (3.23)$$

де f – коефіцієнт опору коченню.

$$P_i = (m_0 + m_e) \cdot g \cdot \sin \alpha. \quad (3.24)$$

$$P_w = kF \cdot g \cdot V_a^2, \quad (3.25)$$

kF – фактор опору повітря;

V_a – швидкість автомобіля, м/с.

Коефіцієнт опору коченню – функція від багатьох параметрів. Найвпливовішим з них є швидкість. Використовуємо формулу, запропоновану проф. Н.О.Яковлевим [24]

$$f = f_0 \cdot (1 + A \cdot V_a^2), \quad (3.26)$$

де A – постійний коефіцієнт ($A=4\dots5 \cdot 10^{-5}$);

V_a – швидкість руху автомобіля м/с.

Крутний момент M_{KH} у цьому випадку визначається аналогічно формулі (3.9). Положення дросельних заслінок визначається за формулою

$$\varphi_{op} = \varphi_{op.min} + v_{op} \cdot t, \quad (3.27)$$

де $\varphi_{op.min}$ – мінімальний кут відкриття дросельних заслінок, %;

v_{op} – швидкість відкриття дросельних заслінок, %/с;

t – час відкриття дросельних заслінок, с.

3.1.5 Рух автомобіля при зміні передач (ділянка 5 їздового циклу)

Під час цього процесу двигун і автомобіль мають різні закономірності зміни швидкості.

Для переходу на вищу передачу водій за допомогою зчеплення від'єднує двигун від трансмісії. Двигун працює в режимі примусового холостого ходу (ПХХ). Рівняння його руху

$$I_D \cdot \frac{dn_\partial}{dt_3} = M_T \cdot \frac{30}{\pi}, \quad (3.28)$$

де t_3 – час з моменту вимкнення зчеплення, с.

Момент механічних втрат у всьому діапазоні частот обертання колінчастого валу двигуна, крім частот, близьких до $n_{XX \min}$, описується залежністю

$$M_T = -k \cdot n_\partial, \quad (3.29)$$

де k – дослідний коефіцієнт;

n_∂ – частота обертання колінчастого валу двигуна, хв^{-1} .

Для випадку сповільнення автомобіля, коли існує зв'язок з трансмісією, процес описується диференціальним рівнянням

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta(m_0 + m_g)} \cdot \left[\frac{M_T \cdot U_i \cdot U_p}{\eta_T \cdot r_d} - P_f \pm P_i - P_w \right], \quad (3.30)$$

де M_T – момент механічних втрат двигуна за закритих дросельних заслінок, Н·м.

Підставивши (3.29) в (3.28), отримаємо

$$I_D \cdot \frac{dn_D}{dt_3} = -k \cdot n_\partial \cdot \frac{30}{\pi}. \quad (3.31)$$

Помножимо обидві частини рівняння на $\frac{dt}{n_\partial} \neq 0$

$$I_D \cdot \frac{dn_\partial}{n_\partial} = -k \cdot \frac{30}{\pi} \cdot dt. \quad (3.32)$$

Інтегруємо

$$I_D \cdot \ln n_\partial + k \cdot \frac{30}{\pi} \cdot t_3 = C. \quad (3.33)$$

В момент вимкнення зчеплення ($t_3 = 0$, $n_\partial = n_{зад}$) маємо

$$C = I_D \cdot \ln n_{зад}. \quad (3.34)$$

Після перетворень для i -ї передачі отримуємо

$$n_\partial = n_{зад_i} \cdot e^{-\frac{30 \cdot k \cdot t_3}{\pi \cdot I_D}} \quad (3.35)$$

де t_3 – час з моменту вимкнення зчеплення, с;

$n_{зад_i}$ – частота обертання колінчастого валу двигуна, до якої

виконується розігнання, хв^{-1} ;

k – дослідний коефіцієнт.

Формулою (3.35) описується також частота обертання колінчастого валу двигуна за зміни передачі.

3.1.6 Усталений рух автомобіля (ділянка 6 їздового циклу)

Крутний момент за руху автомобіля з постійною швидкістю визначається за рівнянням

$$M_k = \frac{[(m_0 + m_a) \cdot (f_0 \cdot \cos \alpha + f_0 \cdot A \cdot V_a^2 \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) + kF \cdot V_a^2] \cdot r_d \cdot g}{U_i \cdot U_p \cdot \eta_T}, \quad (3.36)$$

де A – постійний коефіцієнт ($A = 4 \dots 5 \cdot 10^{-5}$);

kF – фактор опору повітря;

V_a – швидкість руху автомобіля, м/с.

Частота обертання колінчастого валу двигуна визначається за залежністю

$$n_{\partial} = \frac{V_a \cdot U_i \cdot U_P}{\pi \cdot r_K} \cdot 30, \quad (3.37)$$

де V_a – швидкість руху автомобіля, м/с;

3.1.7 Гальмування автомобіля із під'єднаним зчепленням (ділянка 7 їздового циклу)

Процес гальмування автомобіля із під'єднаним зчепленням, або як його ще називають процес вибігу, це робота ДВЗ в режимі примусового холостого ходу, де подання палива переривається запірним електромагнітним клапаном.

Відбувається він за закритих дросельних заслінок та відсутньому зв'язку з трансмісією описується диференціальним рівнянням

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta_1 \cdot (m_0 + m_e)} [-P_f \pm P_i - P_w], \quad (3.38)$$

де δ_1 – коефіцієнт, який враховує маси, що обертаються, крім мас двигуна;

$m_0 + m_e$ – повна маса автомобіля, кг;

Оскільки зв'язок з ДВЗ відсутній, момент інерції мас ДВЗ I_D , які обертаються, не впливає на величину δ_1 . Коефіцієнт δ_1 , який враховує маси, що обертаються для випадку вибігу автомобіля, знаходимо за формулою

$$\delta_1 = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n I_{Ki}}{(m_0 + m_e) \cdot r_D^2}, \quad (3.39)$$

де $\sum_{i=1}^n I_{Ki}$ – сумарний момент інерції коліс автомобіля, (кг·м²).

Збільшенням коефіцієнта опору дороги на 0,005 враховуємо втрати в трансмісії [24].

3.1.8 Гальмування автомобіля з від'єднаним зчепленням (ділянка 8 їздового циклу)

Процес гальмування автомобіля з від'єднаним зчепленням, або службове гальмування - переважно робота двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу або близької до неї описується рівнянням:

$$V = V_0 - j \cdot t_{\Gamma}, \quad (3.40)$$

де V_0 – початкова швидкість руху автомобіля, м/с;

j – задана величина сповільнення м/с²;

t_{Γ} – час з початку гальмування, с.

Двигун працює в режимі примусового холостого ходу (ПХХ).

За закритих дросельних заслінок та відсутності блокування коліс частота обертання колінчастого валу двигуна визначається за формулою

$$n_{\delta} = n_{\delta ki} - j \cdot t_{\Gamma} \frac{U_i \cdot U_P}{\pi \cdot r_K}, \quad (3.41)$$

де $n_{\delta ki}$ – початкова частота обертання колінчастого валу двигуна (у момент початку гальмування), хв⁻¹;

j — прискорення гальмування автомобіля, м/с²;

t_{Γ} — час гальмування, с.

Якщо гальмування відбувається за від'єданого від трансмісії двигуна, масові викиди та витрата палива за час зменшення частоти обертання від n_{δ} до $n_{XX \min}$ визначаються за характеристиками примусового холостого ходу. Коли $n_{\delta} = n_{XX \min}$, використовуються дані роботи двигуна в режимі $n_{XX \min}$.

3.1.9 | Визначення витрати палива та викидів шкідливих речовин автомобіля

Викиди шкідливих речовин та паливну економічність автомобіля можна розраховувати зважаючи на режими роботи двигуна і його показники, в цих режимах.

Під час роботи двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу викиди шкідливих речовин і витрата палива повністю визначаються характеристиками двигуна.

Двигун, як джерело викиду шкідливих речовин і споживач палива і повітря, задовільно описується поліномами другого степеня залежно від мінімальної частоти обертання холостого ходу $n_{XX \min}$, визначеними за результатами експериментів:

$$\begin{aligned}CO &= d_{x0} + d_{x1}n_{\delta} + d_{x2}n_{\delta}^2; \\CH &= k_{x0} + k_{x1}n_{\delta} + k_{x2}n_{\delta}^2; \\NO_x &= m_{x0} + m_{x1}n_{\delta} + m_{x2}n_{\delta}^2; \\CO_2 &= h_{x0} + h_{x1}n_{\delta} + h_{x2}n_{\delta}^2; \\G_n &= c_{x0} + c_{x1}n_{\delta} + c_{x2}n_{\delta}^2; \\G_{нов} &= e_{x0} + e_{x1}n_{\delta} + e_{x2}n_{\delta}^2.\end{aligned}\tag{3.42}$$

Концентрації шкідливих речовин, витрата палива і повітря під час рушання автомобіля в процесах розгону на вищих передачах при відкриванні дросельних заслінок розраховуються за поліноміальними залежностями другого степеня, визначеними за результатами експериментів, залежно від двох змінних, які характеризують режим роботи двигуна в різних періодах розгону – Δp_k та n_{δ} .

$$\begin{aligned}CO &= (d_0 + d_1\Delta p_k + d_2n_{\delta} + d_{11}\Delta p_k^2 + d_{22}n_{\delta}^2 + d_{12}\Delta p_k n_{\delta}) \frac{21 - 20K}{21 - 20\alpha}; \\CH &= (k_0 + k_1\Delta p_k + k_2n_{\delta} + k_{11}\Delta p_k^2 + k_{22}n_{\delta}^2 + k_{12}\Delta p_k n_{\delta}) \frac{6 - 5K}{6 - 5\alpha};\end{aligned}$$

$$NO_x = (m_0 + m_1 \Delta p_k + m_2 n_\delta + m_{11} \Delta p_k^2 + m_{22} n_\delta^2 + m_{12} \Delta p_k n_\delta) \frac{2,1K - 1,6}{2,1\alpha - 1,6}; \quad (3.43)$$

$$CO_2 = (h_0 + h_1 \Delta p_k + h_2 n_\delta + h_{11} \Delta p_k^2 + h_{22} n_\delta^2 + h_{12} \Delta p_k n_\delta) \frac{1,17K - 0,17}{1,17\alpha - 0,17};$$

$$G_n = (c_0 + c_1 \Delta p_k + c_2 n_\delta + c_{11} \Delta p_k^2 + c_{22} n_\delta^2 + c_{12} \Delta p_k n_\delta);$$

$$G_{нов} = e_0 + e_1 \Delta p_k + e_2 n_\delta + e_{11} \Delta p_k^2 + e_{22} n_\delta^2 + e_{12} \Delta p_k n_\delta,$$

$$\text{де } K = \alpha_y / (1 + 3,6 \Delta G_n / (\Delta t_n G_n)).$$

Під час переключення на вищу передачу двигун працює в режимі примусового холостого ходу .

Розрахунок витрат палива, повітря і концентрацій шкідливих речовин здійснюється за поліноміальними залежностями, які визначено для цього режиму

$$\begin{aligned} CO &= d_{I0} + d_{II} n_\delta + d_{II2} n_\delta^2; \\ CH &= k_{I0} + k_{II} n_\delta + k_{II2} n_\delta^2; \\ CO_2 &= h_{I0} + h_{II} n_\delta + h_{II2} n_\delta^2; \\ NO_x &\approx 0. \end{aligned} \quad (3.44)$$

Витрата палива і повітря в режимі ПХХ приймаються постійними, такими як в режимі холостого ходу.

Коли автомобіль рухається з усталеною швидкістю – розрахунок проводиться за тими ж залежностями.

Витрати палива і повітря та концентрації шкідливих речовин: у разі гальмування з приєднаним двигуном – розраховуються за залежностями ПХХ, з від'єднаним двигуном – за поліномами холостого ходу.

Масові сумарні викиди шкідливих речовин, зведені до CO , обчислювалися з урахуванням коефіцієнтів відносної агресивності окремих компонентів, умовн.т:

$$\Delta G_\Sigma = G_{CO} + 3,16 G_{CH} + 41,1 G_{NO_x} \quad (3.45)$$

Масові викиди шкідливих речовин і витрата палива за період руху автомобіля в даному режимі або за весь цикл, г:

$$G_{i_c} = \sum \Delta G_i; G_{n_c} = \sum \Delta G_n. \quad (3.46)$$

Умовний шлях пройдений автомобілем за період Δt і в даному режимі або за весь цикл, м:

$$\Delta S = V \cdot \Delta t; S = \sum \Delta S. \quad (3.47)$$

Питомі викиди шкідливих речовин і витрата палива на 1 км умовного пробігу, г/км:

$$g_i = \frac{10^3 G_{i_c}}{S}; g_n = \frac{10^3 G_{n_c}}{S}. \quad (3.48)$$

3.2 Розробка алгоритму та програми розрахунку показників роботи автомобіля під час руху за режимами їздового циклу

За математичною моделлю було складено програму для визначення впливу певних факторів на енергетичні, паливоекномічні та екологічні показники автомобіля ЗАЗ Sens з бензиновим двигуном МеМЗ-245 за умови змодельованого його руху за режимами їздового циклу.

Програмна реалізація – мова програмування Microsoft Fortran 5.1 для Wintel (PC) – сумісних комп'ютерів.

Результати обчислень виводяться на монітор та одночасно записуються на жорсткий диск комп'ютера у окремі файли.

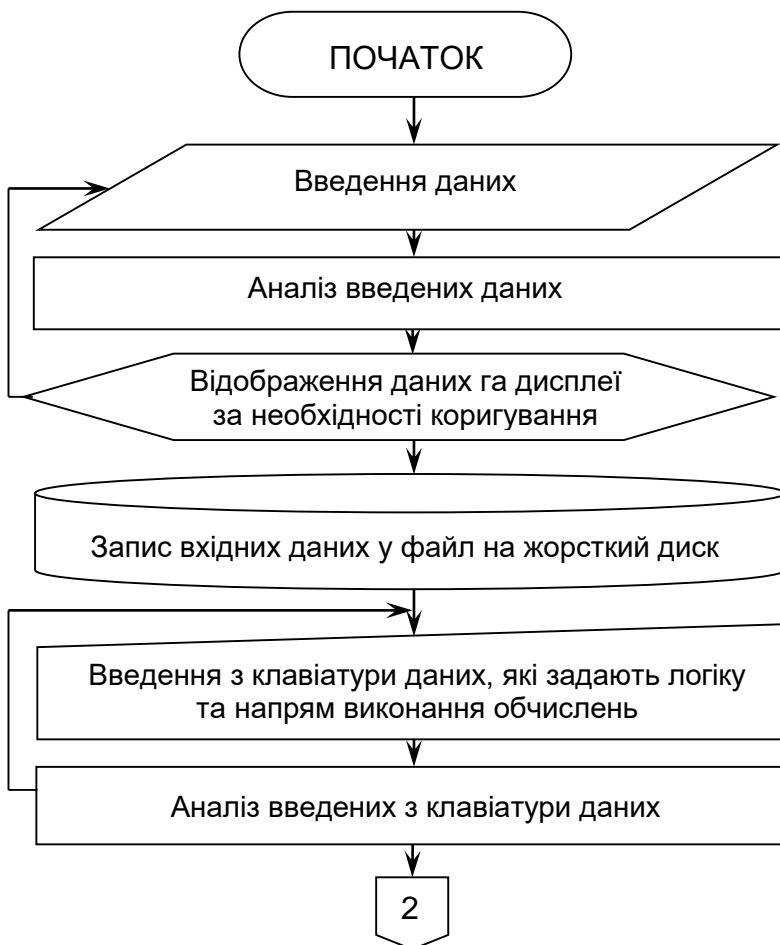
Програма складається з головного модуля, підпрограм-функцій «FUNCTION» та підпрограм типу «SUBROUTINE»

Наведемо укрупнену блок-схему структури основного модуля програми.

Текст програми основного модуля приведено в додатку А. В основній програмній одиниці описуються: вихідні дані автомобіля; режими руху автомобіля і роботи двигуна; коефіцієнти поліноміальних моделей; алгоритм послідовного перебирання елементів операційної карти їздового циклу; різні

умови і обмеження щодо відтворення тих чи інших режимів руху автомобіля та роботи двигуна залежно від дійсних (отриманих в процесі моделювання) та заданих операційною картою параметрів.

ЗАГАЛЬНА БЛОК-СХЕМА



2

Моделювання роботи ДВЗ в режимі самостійного холостого ходу за мінімальної частоти обертання

Моделювання розгону ДВЗ без зовнішнього навантаження

Моделювання процесу розгону автомобіля за буксуючого зчеплення

Моделювання неусталених режимів руху автомобіля із заблокованим зчепленням на певній ділянці їздового циклу

Визначення за умовами циклу моменту початку переходу від гальмування двигуном до службового гальмування гальмовою системою автомобіля

Моделювання руху автомобіля за постійної швидкості (усталений рух)

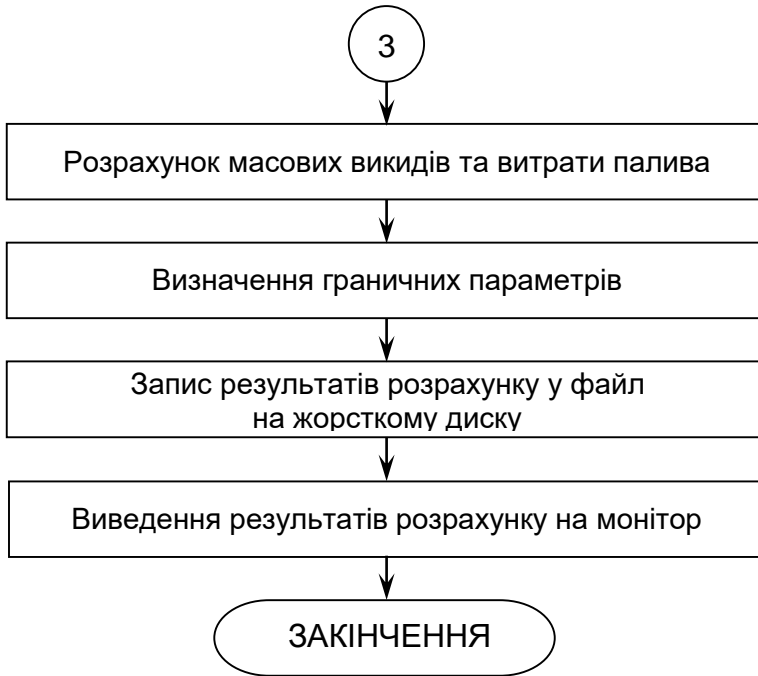
Моделювання роботи ДВЗ та руху автомобіля при зміні передач

Моделювання службового гальмування (двигун від'єднаний від трансмісії)

Моделювання службового гальмування (двигун під'єднаний до трансмісії)

Розрахунок концентрацій шкідливих речовин у ВГ, поточних витрат палива та повітря відповідно для різних режимів роботи ДВЗ

3



Підпрограми «DEPDAT» і «DDT» призначено для запам'ятовування значень параметрів процесу руху і списку параметрів для звертання до стандартної програми «RKF 45».

Підпрограма «RAZGX1» містить залежності необхідні для визначення параметрів, які входять у рівняння, що визначають крутний момент двигуна під час роботи в неусталених режимах. Цей момент сам є параметром, який входить в диференціальне рівняння розгону двигуна в режимі холостого ходу.

Підпрограма «ENGINE» містить залежності для визначення параметрів, які входять в рівняння, що визначають крутний момент двигуна під час рушення автомобіля з місця, енергетичні показники автомобіля за роботи двигуна в неусталених режимах. А також диференціальне рівняння руху веденої частини зчеплення з урахуванням сполучених з нею рухомих мас

автомобіля, приведених до зчеплення і оператор звертання до підпрограми «SHASSI».

Підпрограма «SHASSI» містить залежності для визначення параметрів, які характеризують опір руху автомобіля.

Підпрограма «RAZGON» має оператор звертання до програми «ENGINE» і диференціальні рівняння руху автомобіля з під'єднаним та від'єднаним двигуном.

В підпрограмі «OUTPUT» зведено залежності, за якими визначаються: масові викиди шкідливих речовин, параметри руху за усією послідовністю режимів, заданих операційною картою; масових викидів шкідливих речовин; визначає екстремальні значення деяких параметрів і т.і.

Підпрограма «OUTPUT» містить також оператор звертання до програми «FUEL» і оператор виведення енергетичних, економічних, екологічних та інших показників автомобіля в окремий файл.

Підпрограма «FUEL» містить залежності для розрахунку концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах, витрати палива і повітря в різних режимах роботи двигуна.

В підпрограмі «DPKOBS» обчислюється розрідження у впускному трубопроводі, як функції від частоти обертання двигуна і кута відкриття дросельних заслінок.

В «FUNCT1» приведено загальні поліноміальні залежності від двох змінних другого степеня.

Для вирішення системи диференціальних рівнянь в програмі застосовано числове інтегрування методом Рунге-Кутта. Для реалізації рішення використано стандартну програму «RKF 45» [47].

За результатами розрахунків створюються файли даних, у яких виводяться параметри процесу руху автомобіля і роботи двигуна, поточні значення витрат палива, повітря і концентрації шкідливих речовин та сумуючі значення витрати палива і

масових викидів шкідливих речовин у циклі і в окремий файл виведено підсумкові результати за їздовий цикл.

На основі розглянутого можна сказати, що удосконалено математичну модель з внесенням відповідних змін, що враховують особливості двигуна MeM3-245 і автомобіля ЗАЗ Sens. На відміну від моделей, створених раніше, математична модель описує рух автомобіля за їздовим циклом згідно ГОСТ 20306-90, в якому водій має можливість змінювати параметри управління автомобілем в широкому діапазоні. Це дозволило оцінити їх вплив на паливну економічність і величину шкідливих викидів та визначити оптимальні величини параметрів управління.

Розроблено відповідне програмне забезпечення, що дозволяє здійснити розрахункові дослідження впливу зміни параметрів керування автомобілем з боку водія на показники роботи автомобіля, зокрема оцінити його паливну економічність та токсичність в режимах розгону та за їздовий цикл в цілому.

РОЗДІЛ 4

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

- 4.1 : Мета та задачі експериментальних досліджень
- 4.2 : Програма і методика проведення експериментальних досліджень
- 4.3 : Об`єкти експериментальних досліджень
- 4.4 : Прилади і обладнання, які застосовувалися під час проведення експериментальних досліджень
- 4.5 : Похибки приладів і вимірювань під час експерименту

4.1 : Мета і задачі експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження в даній роботі склалися з стендових випробувань карбюраторного двигуна МеМЗ-245 та дорожніх випробувань автомобіля ЗАЗ Sens.

Виходячи з цього мета експериментальних досліджень полягала у визначенні енергетичних і екологічних показників роботи бензинового карбюраторного двигуна МеМЗ-245 та його паливної економічності в різних навантажувальних та швидкісних режимах та визначення впливу параметрів управління автомобілем ЗАЗ Sens в процесі розгону на його паливну економічність та викиди шкідливих речовин в умовах руху в інтенсивному транспортному потоці.

Задачі, що вирішувались під час проведення випробувань:

– визначення показників параметрів роботи двигуна МеМЗ-245 таких як: крутний момент M_k , розрідження у впускному трубопроводі Δp_k , годинні витрати палива G_n і повітря $G_{нов}$, кут випередження запалювання θ , кут відкриття дросельних заслінок φ_{op} , частота обертання колінчастого валу двигуна n_o , температура охолодної води, температура та тиск оливи в системі мащення, температура відпрацьованих газів та концентрації шкідливих речовин у ВГ – CO , $C_m H_n$, NO_x та CO_2 в різних навантажувальних та швидкісних режимах;

– визначення названих показників в режимах самостійного та примусового холостого ходу;

– визначення паливної економічності і середньої швидкості руху автомобіля ЗАЗ Sens міською магістраллю за різних параметрів управління з боку водія.

За даними, отриманими під час стендових досліджень визначалися коефіцієнти апроксимації залежностей, що описують енергетичні, економічні та екологічні показники двигуна для введення їх в математичну модель для отримання оптимальних значень параметрів керування в режимах розгону.

4.2 Програма і методика проведення експериментальних досліджень

Для досягнення мети досліджень в програму стендових експериментальних досліджень входили:

1. Визначення швидкісних характеристик самостійного і примусового холостого ходу.

2. Визначення серії навантажувальних характеристик.

Швидкісні і навантажувальні характеристики двигуна МеМЗ-245 визначались згідно ГОСТ 14846-81 Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний [48].

Під час випробувань використовувався автомобільний бензин АИ-93 ГОСТ 2084-77 ($l_0 = 14,42$ кг повітря/кг палива).

Швидкісні характеристики холостого ходу визначалися в такому діапазоні зміни частоти обертання: самостійного холостого ходу від $n_{xxmin} = 850$ хв⁻¹ до 4200 хв⁻¹, примусового холостого ходу – від 850 до 2500 хв⁻¹. Вимірювались: час витрати визначених доз палива і повітря, розрідження у впускному трубопроводі, положення дросельних заслінок, кут випередження запалювання, такі показники роботи двигуна як температура охолодної води, температура та тиск оливи в системі мащення, температура відпрацьованих газів та його екологічні показники - CO , C_mH_n та CO_2 . Розраховувались – годинні витрати палива і повітря та коефіцієнт надміру повітря α та масові викиді шкідливих речовин.

Серія навантажувальних характеристик визначалися в режимах з частотами обертання $n_o = 2000, 2500, 3000, 3500$ та 4000 хв⁻¹ та на п'яти рівнях значень розрідження у впускному $\Delta p_k = 0 \dots 65$ кПа.

Окрім параметрів – час витрати визначених доз палива і повітря, розрідження у впускному трубопроводі, положення дросельних заслінок, кут випередження запалювання, такі показники роботи двигуна як температура охолодної води,

температура та тиск оливи в системі мащення, температура відпрацьованих газів та його екологічні показники (CO , C_mH_n та CO_2) ще вимірювалися - крутний момент та концентрація оксидів азоту. Окрім того, при опрацюванні результатів розраховувалися ефективна потужність та ефективна питома витрата палива.

Дорожні випробування проводилися на ділянці міської дороги довжиною 6,4 км з 16 світлофорами та 26 перехрестями. Було здійснено 2серії заїздів: 8 – без пристрою, що забезпечує дотримання рекомендованих параметрів управління автомобілем в режимі розгону з боку водія і 9 – з таким пристроєм. Під час руху записувались такі параметри: довжина маршруту, час перебування на маршруті, витрата бензину на маршруті, зупинки на сигнали світлофорів.

4.3 † Об'єкти експериментальних досліджень

4.3.1 † Стендові випробування

Об'єктом стендових досліджень був серійний рядний, чотирициліндровий, чотиритактний бензиновий карбюраторний двигун MeM3-245 (заводський № 0121509) з рідинним охолодженням (рис. 4.1).

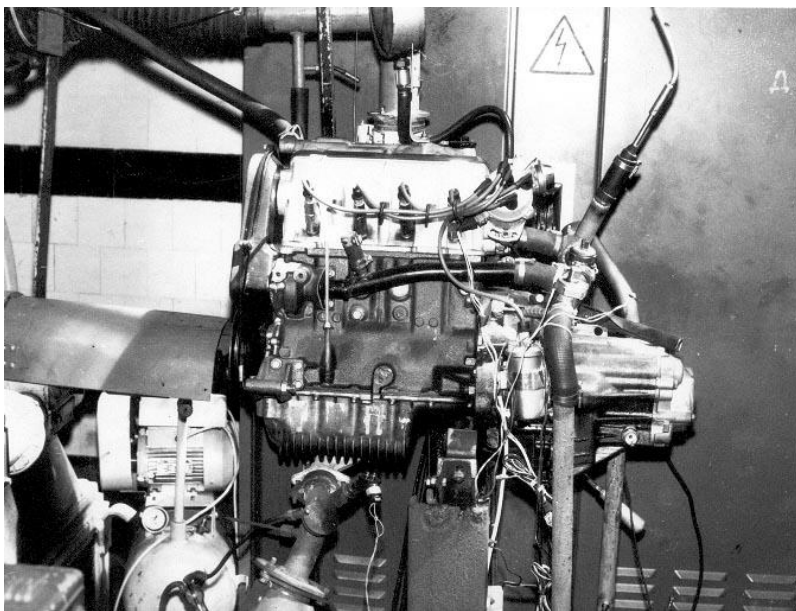


Рис. 4.1. Об'єкт стендових досліджень – бензиновий двигун MeM3–245

Технічна характеристика двигуна MeM3-245

Тип двигуна	4-ри тактний, бензиновий, рядний
Діаметр циліндра і хід поршня, мм	72 x 67
Робочий об'єм, л	1,091
Степінь стискання	9,5
Номінальна потужність за ГОСТ 14846-81, кВт (к.с)	39 (53)
Частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹ номінальна максимальна	5300...5500 5600
Максимальний крутний момент, Н·м (кгс·м)	80,4 (8,2)
Частота обертання колінчастого валу при максимальному крутному моменті, хв ⁻¹	3000...3500
Мінімальна частота обертання колінчастого валу в режимі холостого ходу, хв ⁻¹	700...950
Паливо	Автомобільний бензин АИ-93

Двигун обладнано серійним карбюратором ДААЗ 21081-1107010.

Перед випробуваннями двигун був обкатаний протягом 50 годин згідно заводській програмі.

Стендові випробування проводились в лабораторії двигунів НТУ.

4.3.2 : Дорожні випробування

Об'єктом дорожніх досліджень випробувань був легковий автомобіль ЗАЗ Sens (рис.4.2), рік випуску - 1992, держ.номер 32-16 КИЕ. Пробіг автомобіля на час випробувань становив близько 40 000 тис. км



Рис. 4.2. Об'єкт дорожніх випробувань автомобіль ЗАЗ Sens

4.4 Прилади і обладнання, які застосовувалися під час проведення експериментальних досліджень

Стендові дослідження двигуна MeM3-245 проводилися на експериментальній установці (рис.4.3).

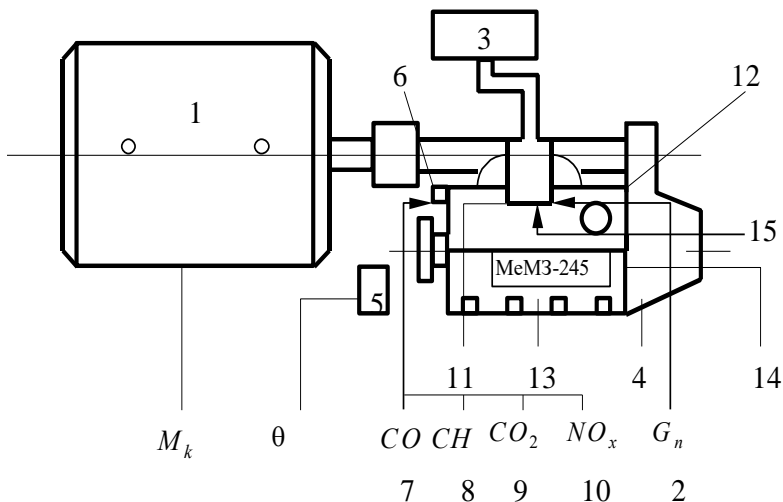


Рис. 4.3. Схема силової установки:

- 1 – гальмовий стенд GPF 2 17/2 (№ 451759) потужністю 250 кВт і максимальною частотою обертання 3000 хв^{-1} (рис. 4.4);
 2 – ваговий пристрій для вимірювання витрати палива;
 3 – витратоміри повітря (рис.4.5): 1- PГ-40, 2 – PГ-600;
 4 – прилад для вимірювання частоти обертання колінчастого вала двигуна; 5 – прилад для вимірювання кута випередження запалювання; 6 – прилад для вимірювання температури відпрацьованих газів; 7, 8, 9, 10 – прилади для вимірювання концентрацій у відпрацьованих газах вуглеводнів C_mH_n , окису вуглецю CO двооксиду вуглецю CO₂ оксидів азоту NO_x (рис. 4.6.); 11 – прилад для вимірювання розрідження під дросельною заслінкою; 12, 13, 14 – штатні прилади для контролю температури і тиску оливи та температури охолоджувальної рідини; 15 – пристрій для вимірювання кута відкриття дросельної заслінки

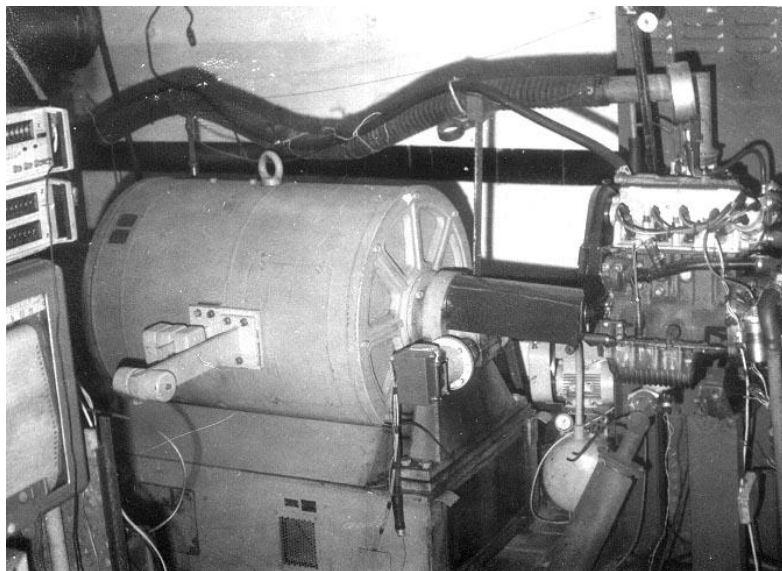


Рис. 4.4. Гальмовий стенд GPF 2 17/2

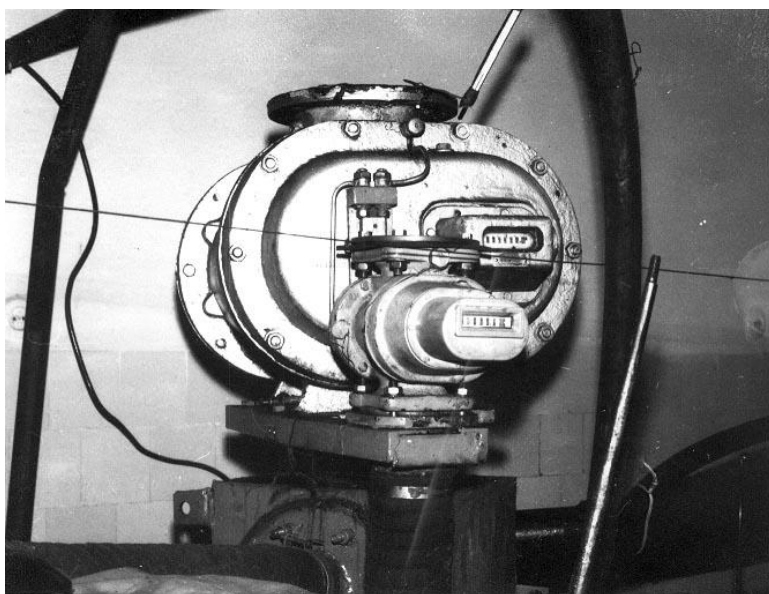


Рис. 4.5. Витратоміри повітря: РГ-40, 2 – РГ-600

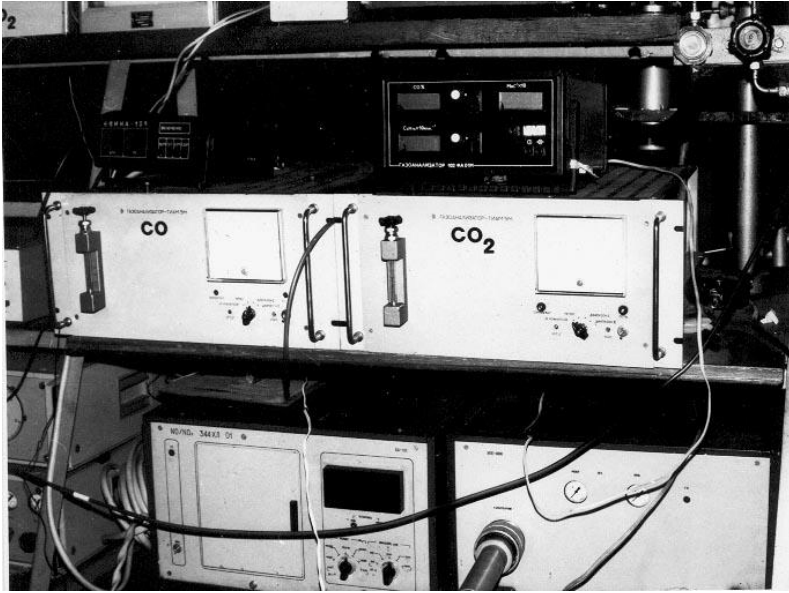


Рис. 4.6. Газоаналізуюча апаратура для вимірювання концентрацій у ВГ: CO , CO_2 , C_mH_n та NO_x

Значення крутного моменту M_k вимірювалися електронним датчиком, сигнали якого подавалися на панель приладів пульту (рис. 4.7).

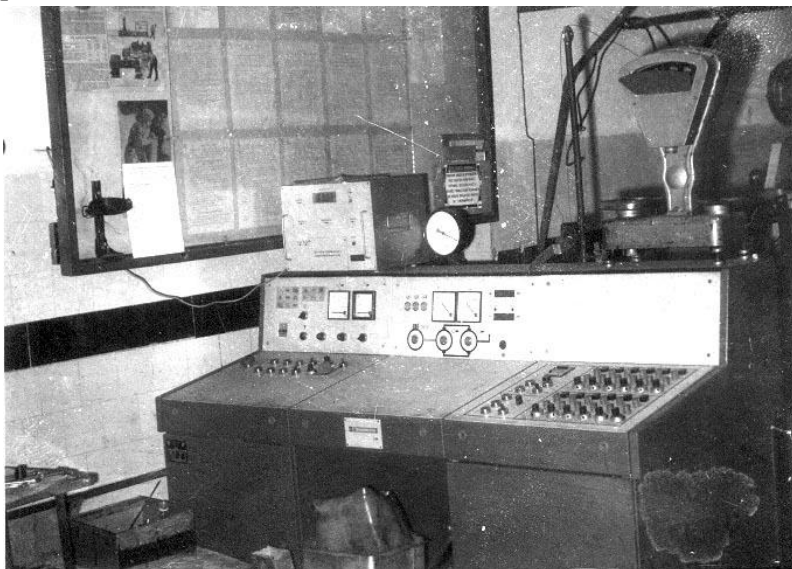


Рис. 4.7. Панель приладів пульту управління стендом

Витрата палива двигуна $G_{\text{п}}$ визначалась масовим способом вагами РН-10Ц(ЗМ), межі шкали вимірювання 0...100 г, з ціною поділки 1 г (заводський № 16426).

Витрата повітря $G_{\text{пов}}$ вимірювалась ротаційними лічильниками газу (рис. 4.4) РГ-40 та РГ-600, залежно від режиму, який досліджувався.

Кут випередження запалювання θ визначався за допомогою стробоскопу ПАС-2 на шкалі, нанесеній на шків приводу вентилятора двигуна.

Розрідження у впускному трубопроводі Δp_k замірювалось зразковим вакуумметром класу 0,5, встановленим на панелі приладів пульту керування роботою двигуна.

Частота обертання вала двигуна вимірювалась електронним частотоміром Ф5035, з ціною поділки 1 оберт. Сигнал до

частотоміра подавався від магнітного датчика, встановленого напроти зубців вінчика маховика.

Положення дросельних заслінок визначалось за стрілкою, яка зв'язана з віссю заслінок і шкалою, закріпленою на корпусі карбюратора.

Для визначення вмісту у відпрацьованих газах двигуна CO та C_mH_n застосовувався інфрачервоний газоаналізатор 102ФА01М (№ 235). Межі вимірювання такі: для CO - 0,1...10% (похибка вимірювання становила для діапазону 0...5% - 0,25%, для діапазону 5...10% - 0,5%); для C_mH_n - 0...5000 млн⁻¹ (похибка вимірювання становила для діапазону 0...2000 млн⁻¹ - 100 млн⁻¹, для діапазону 2000...5000 млн⁻¹ - 250 млн⁻¹).

Для вимірювання вмісту у ВГ оксидів азоту (NO_x) застосовувався хімілюмінесцентний газоаналізатор 344 ХЛ01 (заводський № 019-85). Діапазони вимірювання - 0...200; 0...500; 0...1000; 0...2000; 0...5000 млн⁻¹.

Вміст двооксиду вуглецю CO_2 вимірювався інфрачервоним газоаналізатором «Инфралит-2Т1» (заводський № 178). Діапазон вимірювань 0...15%.

Температура відпрацьованих газів вимірювалась термопарою ТХА-410 і контролювалась електричним потенціометром ЕПП-09.

Для охолодження двигуна застосовувався додатковий резервуар, вода з якого надходила у систему охолодження. Температура води в резервуарі регулювалась надходженням холодної води.

Система мащення двигуна обладнана радіатором для охолодження моторної оливи, який занурено в резервуар з оливою, температура якої підтримувалась на потрібному рівні.

Температура води і оливи вимірювалась термометрами манометричного типу ТПП-СК ГОСТ-86 24-80, кл. 2,5.

Основні прилади і методи вимірювань, які проводились під час стендових випробовувань, відповідали вимогам стандарту

ГОСТ 14846-81 Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний [48].

В процесі дорожніх випробувань витрата палива вимірювалась витратоміром “ОНО СОККІ” (рис. 4.8), тривалість заїзду фіксувалась секундоміром з ціною поділки 0,1 с, зупинки на сигнал світлофору фіксувались візуально. Довжина маршруту визначалась в кожному заїзді за штатним спідометром автомобіля, а частота обертання вала двигуна – спеціальним тахометром.



Рис. 4.8. Ходова лабораторія обладнана витратоміром “ОНО СОККІ”

Цей тахометр використовувався для інформування водія про доцільність переходу на вищу передачу при досягненні частоти обертання колінчастого валу двигуна близько $n_0 = 2500 \text{ хв}^{-1}$ розташований в салоні автомобіля (рис.4.9).



Рис. 4.9. Експериментальний пристрій в салоні автомобіля

4.5 Похибки приладів і вимірювань під час експерименту

Оцінки похибок вимірювань під час випробовувань здійснювали зважаючи на метод вимірювань, що застосовувався та за методиками [49].

4.5.1 За прямими та непрямими одноразовими вимірюваннями похибки визначалися похибками приладів

В табл. 4.1 наведено дані стосовно вимірювальної апаратури і приладів, які використовувалися під час проведення випробовувань, за якими можна зробити висновок, що прилади відповідають вимогам [50] щодо вимірювальної апаратури.

Таблиця 4.1

Прилади і апаратура, які застосовувались при експериментальних дослідженнях

Величина, яка вимірювалась	Розмірність	Засоби вимірювання	Похибка
1	2	3	4
Частота обертання двигуна	хв ⁻¹	Електронний цифровий частотомір	± 1
Крутний момент	Н·м	Пристрій з електронним датчиком	± 1
Витрата палива	г с	Ваги Секундомір	± 1 ± 0,01
Витрата повітря: а) об'єм б) тиск повітря в) температура повітря	м ³ Па (мм.рт.ст) К	Газовий лічильник РГ-40, РГ-600 Барометр анероїд НД-49-А Ртутний термометр	1,5% ± 67 (± 0,5) ± 0,1
Час	с	Секундомір	± 0,1
Кут випередження запалювання	град	Стробоскоп	± 1
Розрідження у впускному трубопроводі	Па (кгс·см ⁻²)	Вакуумметр зразковий	100 (0,001)
Температура води	К	Термометр ТПП-СК	± 1
Температура оливи	К	Термометр	± 1
Тиск оливи в системі змащування	Па (кгс·см ⁻²)	Манометр кл.2,5	9800 (0,1)
Температура ВГ	К	ТермопараТХА-410	± 6
Відносна вологість повітря	%	Волосяний гігрометр	± 2,5%
Вміст шкідливих речовин у ВГ: а) двооксид вуглецю CO_2 б) оксид вуглецю CO в) вуглеводні $C_m H_n$ г) оксиди азоту NO_x	% % млн ⁻¹ млн ⁻¹	Газоаналізатори Инфралит-2Т1 102ФА01М 102ФА01М 344-ХЛ-01	0,05% 0,25% (0...2000) 100 млн ⁻¹ (2000... 5000 250 млн ⁻¹

4.5.2 Визначення похибки вимірювань, здійснених під час стендових випробуваннях визначалися для номінального режиму роботи двигуна

Похибки вимірювання потужності

Визначення потужності

$$N_e = \frac{M_k \cdot n}{9550}, \text{ кВт}$$

де M_k – крутний момент двигуна, Н·м; n – частота обертання, хв⁻¹.

Гранична абсолютна похибка

$$\sigma_{N_{e_{гран}}} = \pm \frac{1}{9550} (M_k \cdot \varepsilon_n + n \cdot \varepsilon_{M_k});$$

Гранична відносна похибка

$$\delta_{N_{e_{гран}}} = \pm \left(\ln \frac{1}{9550} + \ln M_k + \ln n \right) = \pm \left(\frac{dM_k}{M_k} + \frac{dn}{n} \right) = \pm \left(\delta_{M_k} + \delta_n \right)$$

При випробуваннях для номінальної потужності за $n=3000$ хв⁻¹, $N_e=24,42$ кВт, $M_k=77,74$ Н·м,

Для крутного моменту $\varepsilon_{M_k} = \pm 1$ Н·м, тоді

$$\delta_{M_k} = \pm \frac{1}{77,74} \cdot 100 = 1,29 \%$$

Для частоти обертання $\varepsilon_n = \pm 1$ хв⁻¹, тоді

$$\delta_n = \pm \frac{1}{3000} \cdot 100 = 0,033 \%$$

Отже:

$$\sigma_{N_{e_{гран}}} = \pm \frac{1}{9550} (77,74 \cdot 1 + 3000 \cdot 1) = 0,32 \text{ кВт}$$

$$\delta_{N_{e_{гран}}} = 1,29 + 0,033 = \pm 1,323 \%$$

Середньоквадратична абсолютна і відносна похибки

$$\sigma_{N_e} = \frac{\sigma_{N_{e_{гран}}}}{3} = \frac{0,32}{3} = \pm 0,107 \text{ кВт}$$

$$\delta_{N_e} = \frac{\delta_{N_{e_{гран}}}}{3} = \frac{1,323}{3} = \pm 0,441 \%$$

вірогідна абсолютна і відносна похибки:

$$\rho_{N_e} = \pm \frac{2 \cdot 0,107}{3} = \pm 0,214 \text{ кВт}$$

$$\delta_{N_e} = \pm \frac{2 \cdot 0,441}{3} = 0,29 \%$$

Похибки вимірювання питомої витрати палива

Питома витрата палива обчислюється за залежністю:

$$g_e = \frac{\Delta G_{нал}}{\tau_n \cdot N_e} \cdot 3600, \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$$

де $\Delta G_{нал}$ і τ_n - доза палива і час її витрати; N_e - потужність двигуна.

Тоді гранична абсолютна похибка

$$\sigma_{g_{e_{гран}}} = \pm 3600 \left(\frac{1}{\tau_n \cdot N_e} \cdot \varepsilon_{\Delta G_n} + \frac{\Delta G_n}{\tau_n \cdot N_e^2} \cdot \varepsilon_{N_e} + \frac{\Delta G_n}{\tau_n^2 \cdot N_e} \cdot \varepsilon_{\tau_n} \right)$$

Гранична відносна похибка

$$\begin{aligned} \delta_{g_{e.гран}} &= \pm d(\ln 3600 + \ln \Delta G_{нал} + \ln N_e + \ln \tau_n) = \\ &= \pm \left(0 + \frac{d\Delta G_{нал}}{\Delta G_{нал}} + \frac{dN_e}{N_e} + \frac{d\tau_n}{\tau_n} \right) = \pm (\delta\Delta G_{нал} + \delta N_e + \delta\tau_n) \end{aligned}$$

Вимірювання витрати дози палива здійснювалось ваговим способом з ціною поділки вагів 1 г, тоді $\varepsilon_{\Delta G_n} = 1$ г, а час витрати цієї дози електронним секундоміром з ціною поділки 0,01 с, тоді $\varepsilon_{\tau_n} = 0,01$ с.

$$\delta_{\Delta G_n} = \frac{1}{51} = 1,96\% , \delta_{\tau_n} = \frac{0,01}{24,28} = 0,04\%$$

Отже:

$$\begin{aligned} \sigma_{g_{e.гран}} &= \pm 3600 \left(\frac{1}{24,28 \cdot 24,42} \cdot 1 + \frac{51}{24,28 \cdot 24,42^2} \cdot 0,107 + \frac{51}{24,28^2 \cdot 24,42} \cdot 0,01 \right) = \\ &= \pm 7,56 \text{ г/кВт}\cdot\text{год} \end{aligned}$$

$$\delta_{g_{e.гран}} = \pm (1,96 + 0,441 + 0,04) = \pm 2,44\%$$

Середньоквадратична абсолютна і відносна похибки

$$\sigma_{g_e} = \pm \frac{\sigma_{g_{e.гран}}}{3} = \pm \frac{7,56}{3} = \pm 2,52 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$$

$$\delta_{g_e} = \pm \frac{\delta_{g_{e.гран}}}{3} = \pm \frac{2,44}{3} = 0,81\%$$

Тоді найбільш вірогідні абсолютна і відносна похибки становлять:

$$\rho_{g_e} = \pm \frac{2 \cdot 2,52}{3} = \pm 0,34 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$$

$$\delta_{g_e} = \pm \frac{2 \cdot 0,81}{3} = 0,5\%$$

4.5.3 Визначення похибки вимірювань, здійснених під час дорожніх випробувань

За середнім арифметичним X результатів окремих вимірів витрати палива та середньої швидкості в двох серіях заїздів визначається середньоквадратична абсолютна похибка:

$$\sigma_x = \pm \sqrt{\frac{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + \dots + \varepsilon_i^2}{i(i-1)}}$$

де $\varepsilon_1 = X - a_1$, $\varepsilon_2 = X - a_2$, $\varepsilon_i = X - a_i$ – відхилення окремих замірів від середнього арифметичного.

	Витрата палива, л/100 км	Середня швидкість, км/год
1 серія	0,0889	0,3659
2 серія	0,1183	0,6723

За середньоквадратичною абсолютною похибкою визначено граничну абсолютну похибку, перевищення якої маловірогідне

$$\sigma_{\text{мфкс}} \approx 3\sigma_x$$

	Витрата палива, л/100 км	Середня швидкість, км/год
1 серія	0,2668	1,0977
2 серія	0,3549	2,0168

Найбільш вірогідна абсолютна похибка

$$\rho_q \approx \pm \frac{2}{3} \sigma_x$$

	Витрата палива, л/100 км	Середня швидкість, км/год
1 серія	0,0593	0,2439
2 серія	0,0789	0,4482

Найбільш вірогідна відносна похибка

$$\delta = \pm \frac{\rho_x}{X}$$

	Витрата палива	Середня швидкість
1 серія	0,0064	0,0091
2 серія	0,0094	0,0157

РОЗДІЛ 5

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

- 5.1 Результати експериментальних досліджень двигуна MeM3-245 і автомобіля ЗАЗ Sens
- 5.2 Математичні моделі двигуна як джерела енергії, споживача палива і повітря та джерела шкідливих викидів
- 5.3 Перевірка адекватності математичних моделей
- 5.4 Результати розрахункових досліджень руху автомобіля в режимах розгону
- 5.5 Результати розрахункових досліджень руху автомобіля за їздовим циклом та визначення оптимальних параметрів управління в умовах експлуатації
- 5.6 Розробка схеми приладу для оптимального управління автомобілем в умовах експлуатації

5.1 Результати експериментальних досліджень двигуна MeM3-245 і автомобіля ЗАЗ Sens

5.1.1 Результати стендових випробувань двигуна MeM3-245

Результати стендових експериментальних досліджень викладено у відповідності до складеної програми. Характеристика самостійного холостого ходу показана на рис. 5.1.

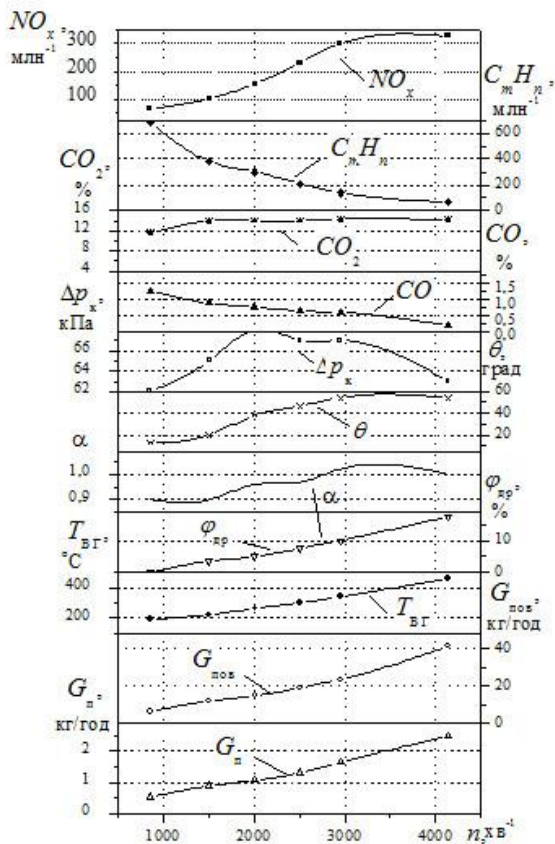


Рис. 5.1. Характеристика самостійного холостого ходу двигуна MeM3-245

Зростання частоти обертання забезпечується відкриванням дросельної заслінки $\varphi_{op}=0\dots 17,5\%$. В результаті цього витрата палива G_n зростає з 0,53 до 2,48 кг/год, а витрата повітря $G_{нов}$ з 6,13 до 41,36 кг/год. З наростанням частоти обертання до 2000 хв⁻¹ склад паливоповітряної суміші дещо збіднюється $\alpha=0,9\dots 1,1$, а далі стабілізується на цьому рівні. Зміна швидкісного режиму впливає на кут випередження запалювання θ , який в діапазоні $n_o=1500\dots 2000$ хв⁻¹ зростає з 13 до 54 градусів повороту колінчастого валу.

Зміна концентрацій ШР пов'язана із складом суміші, через її збіднення вміст продуктів неповного згорання CO та C_mH_n зменшується. Найбільші значення цих компонентів мають місце в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу: $CO=1,26\%$ та $C_mH_n=680$ млн⁻¹. Це відповідає вимогам змін до ГОСТ 17.2.2.03-87 (введеним в Україні з 01.01.2003 р.) на вміст названих сполук у ВГ бензинових двигунів для режиму мінімальної частоти обертання холостого ходу.

Концентрація продукту повного згорання вуглецю CO_2 зростає – тому що більша кількість кисню приймає участь в процесі згорання.

Оксиди азоту NO_x в цьому режимі утворюються в невеликій кількості. Відбувається це через низьку температуру згорання. Виміряні концентрації становлять $NO_x=65\dots 326$ млн⁻¹.

Режим примусового холостого ходу (ПХХ) вважається одним з основних режимів роботи автомобільних двигунів в умовах експлуатації. Зокрема він характерний для їздового циклу, вибраного для дослідження, саме робота двигуна в режимі ПХХ супроводжує процес перемикання передач та сповільнення автомобіля, коли дросельні заслінки фактично закриті.

На рис. 5.2 показані залежності параметрів роботи двигуна та екологічних показників від частоти обертання під час роботи двигуна МеМЗ-245 в режимі ПХХ.

Годинні витрати палива і повітря, а значить і коефіцієнт надміру повітря, фактично не залежать від зміни частоти обертання. Це пояснюється тим, що розрідження у впускному трубопроводі становить $\Delta p_k = 58 \dots 61$ кПа, тобто має місце надкритичний рух повітря крізь щілину в дифузори.

Зміна швидкісного режиму спричиняє наростання кута випередження запалювання $\theta = 13 \dots 31$ град.

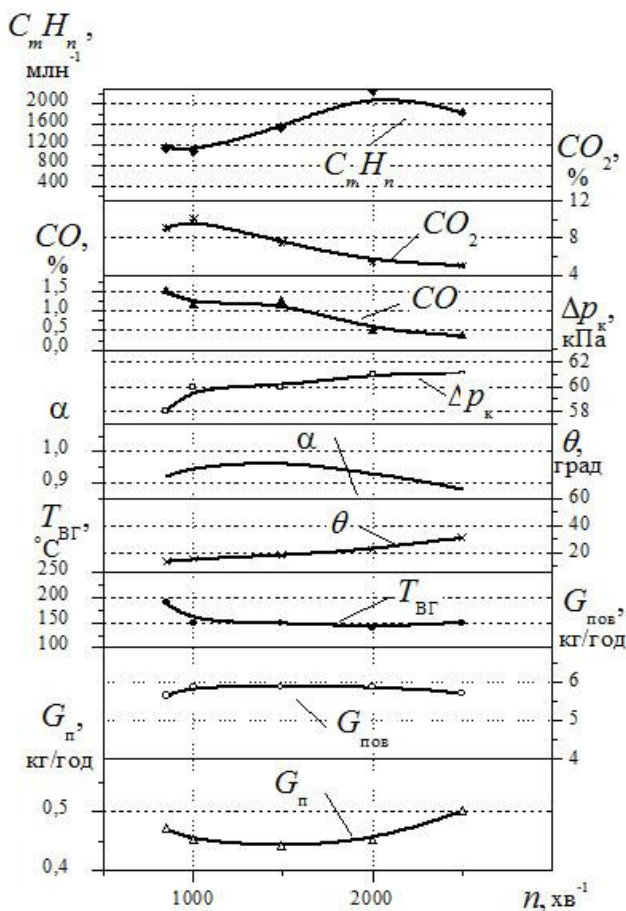


Рис. 5.2. Характеристика примусового холостого ходу двигуна MeM3-245

Зменшення концентрацій CO та CO_2 пояснюється порушенням процесу згорання, що також спричиняє наростання вуглеводнів C_mH_n у ВГ. Максимальні концентрації NO_x в цьому режимі становлять близько 50 млн^{-1} – фактично ними можна знехтувати.

Зважаючи на необхідність отримання залежностей для використання в математичній моделі, експериментальні стендові дослідження двигуна в навантажувальних режимах проведено за планом факторного експерименту для різних навантажень та різних частот обертання.

Для прикладу на рис. 5.3 показані залежності показників роботи двигуна та на рис. 5.4 - його екологічні показники від потужності за постійної частоти обертання $n_o=3000 \text{ хв}^{-1}$.

З характеристики видно, що зростання потужності зумовлено відкриттям дросельної заслінки $\varphi_{op}= 0\dots100 \%$. В режимі холостого ходу, для поліпшення умов займання і згорання суміші системою холостого ходу карбюратора суміш дещо збагачується (α зменшується). В процесі відкриття дросельних заслінок зростають годинні витрати палива G_n - від 1,7 до 7,96 кг/год та повітря $G_{нов}$ - від 37,6 до 102,8 кг/год. При цьому наростання витрати повітря відбувається більш стрімко, тому паливоповітряна суміш збіднюється. Щоб не відбулося падіння потужності при надмірному відкритті дросельних заслінок, десь близько $\varphi_{op}=40\%$ вступає в дію економат режимів потужності карбюратору, який збагачує суміш до $\alpha=0,858$.

Цей момент добре відслідковується за зміною концентрацій ШР. Через згорання більш збагаченої суміші вміст продуктів неповного згорання зростає - CO від 0,46 до 3,64% та C_mH_n від 60 до 160 млн^{-1} , а оксиди азоту NO_x зменшуються від 2040 до 320 млн^{-1} .

Із зміною навантаження спадає значення кута випередження запалювання θ від 58 до 28 град, зменшується розрідження у

впускному трубопроводі Δp_k від 69,5 до 2 кПа, а температура відпрацьованих газів $T_{ВГ}$ зростає з 425 до 600°C.

Аналогічно відбувається перебіг навантажувальних характеристик, визначених для інших частот обертання.

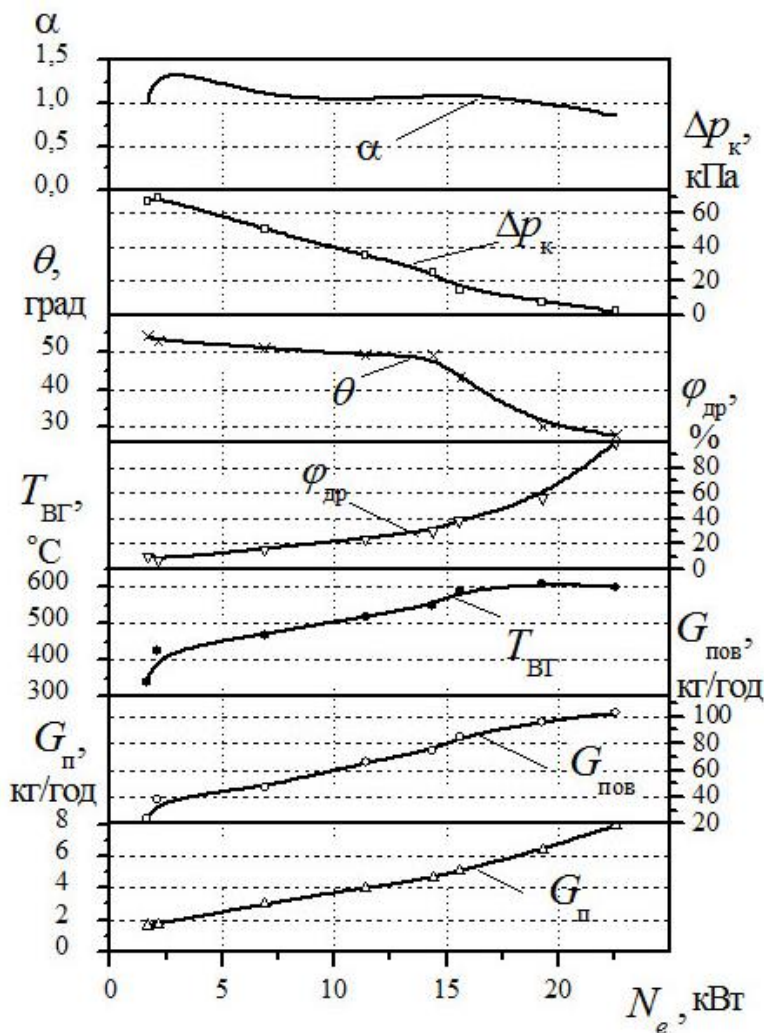


Рис. 5.3. Навантажувальна характеристика двигуна MeM3-245 ($n_0=3000$ хв⁻¹)

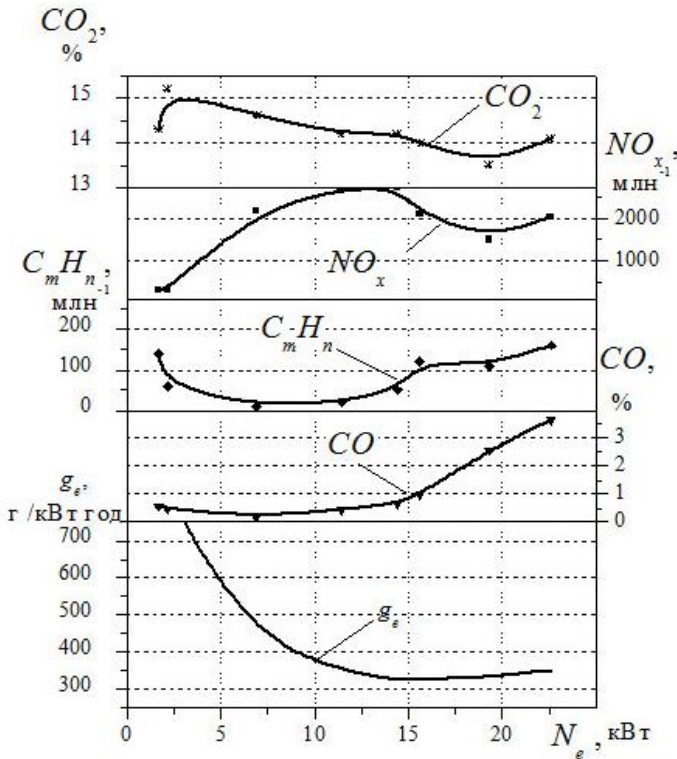


Рис. 5.4. Навантажувальна характеристика двигуна MeM3-245 ($n_0=3000$ хв⁻¹)

5.1.2 Результати дорожніх випробувань автомобіля ЗАЗ Sens

Для перевірки впливу параметрів управління автомобілем з боку водія в режимах розгону в умовах пересування автомобіля містом в інтенсивному транспортному потоці були проведені дорожні випробування автомобіля ЗАЗ Sens [130]. Було проведено дві серії заїздів: перша серія – коли кваліфікований водій в процесі розгону вибирав параметри управління автомобілем керуючись

своїм досвідом; друга – коли він керувався сигналами пристрою (із заданими оптимальними параметрами управління) про доцільність переходу на вищу передачу.

Дорожні випробування були проведені в м. Києві. Маршрут, яким рухався автомобіль, пролягав по вулицях Московська, бульвар Лесі Українки, Кутузова, Цитадельна, Лейпцигська (рис. 5.5).

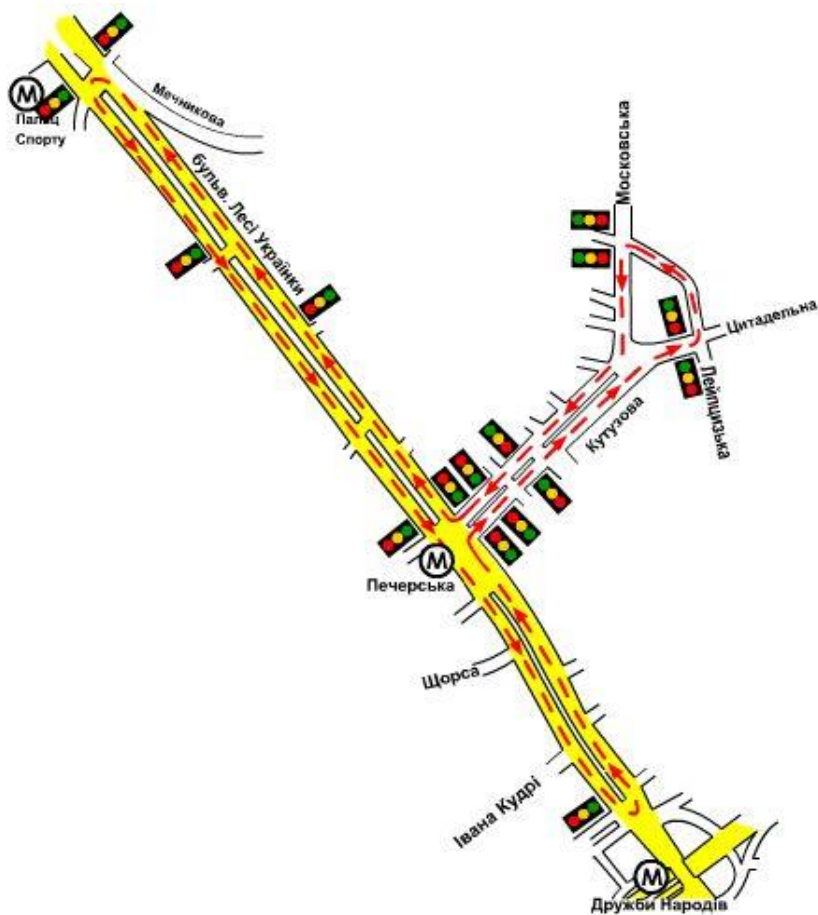


Рис. 5.5. Маршрут дорожніх випробувань автомобіля ЗАЗ Sens

Характеристика маршруту: довжина – 6,4 км, 26 перехресть, 16 світлофорів, ухили і підйоми, пустинні вулиці та вулиці з інтенсивним рухом. На час випробовувань в автомобілі крім водія знаходилось двоє людей, які проводили заміри.

До початку випробовувань технічний стан та всі параметри автомобіля були перевірені в лабораторії НТУ.

Спочатку водій з великим водійським стажем, як учасник тесту, повинен був довільно проїхати маршрутом, а потім (уже “в залік”) здійснити серію заїздів у тому режимі, в якому він їздить на власному автомобілі. На наступному етапі тесту макет експериментального пристрою встановлювали на автомобіль і водій мав здійснити серію заїздів, орієнтуючись на його сигнали. В процесі випробувань фіксувалися зупинки на сигнал світлофору, кількість яких була приблизно однаковою для двох серій заїздів – 46,9 та 47,3% від кількості світлофорів на маршруті.

За результатами дорожніх випробувань автомобіля в двох серіях заїздів порівнювались середня швидкість автомобіля (рис.5.6).

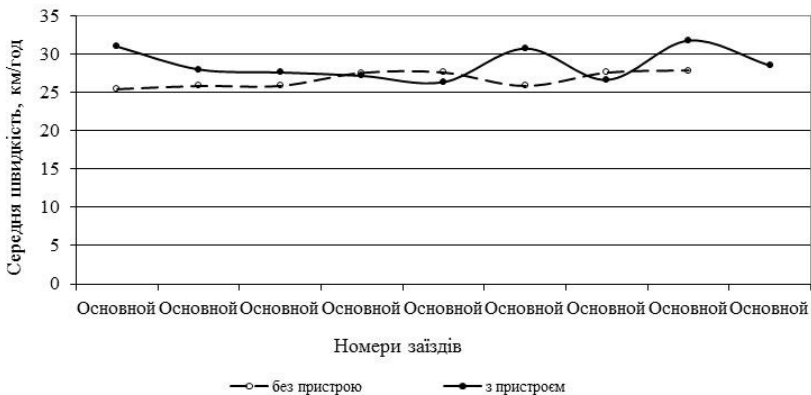


Рис. 5.6. Середня швидкість автомобіля ЗАЗ Sens

Як видно з показаних графіків середня швидкість руху була вищою як в заїздах першої серії, так і другої, хоча в другій серії заїздів з вищою швидкістю було більше. Пояснити це можна лише зміною складу та інтенсивності транспортного потоку. В цілому в першій серії (без пристрою) середня швидкість становила 26,7 км/год, а в другій (з пристроєм) – 28,6 км/год..

Витрата палива, заміряна витратоміром ОНО СОККІ (рис. 5.7) свідчить про кращу паливну економічність автомобіля, оснащеного макетом експериментального пристрою, що інформує водія про дотримувannya оптимальних регулювань управління автомобілем в режимах розгону (рис.5.7).

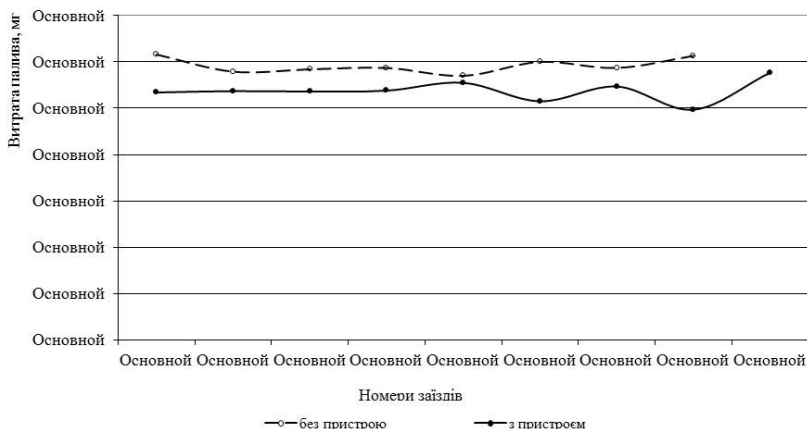


Рис. 5.7. Витрата палива автомобіля ЗАЗ Sens

Середня витрата палива на 100 км в першій серії заїздів становила 9,2 л/100км, а в другій – 8,39 л/100км.

Порівняння паливної економічності автомобіля ЗАЗ Sens з двома методами управління в режимах розгону, проведені за витратою палива в л/100 км свідчать, що вона покращується на 9,24%. (рис.5.8).

Отже, зважаючи на отримані результати можна стверджувати, що застосування в практиці управління

визначених оптимальних параметрів дозволить суттєво покращити паливну економічність та зменшити викиди шкідливих речовин автомобілем ЗАЗ Sens.

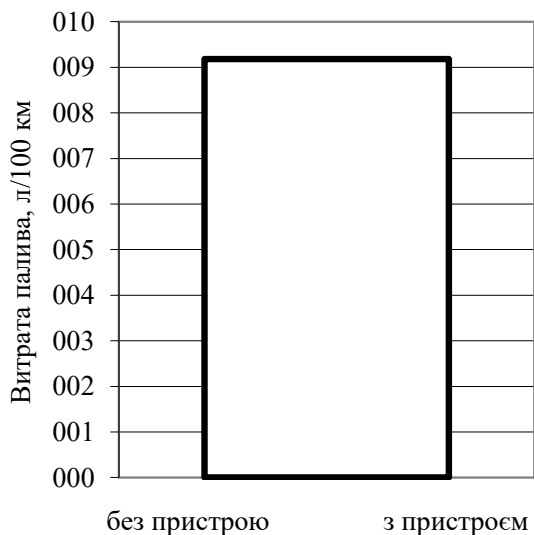


Рис. 5.8. Ефективність дотримання оптимальних параметрів керування автомобілем ЗАЗ Sens в режимах розгону

Отже, проведені стендові випробування бензинового двигуна МеМЗ-245 надали вихідні дані для складання математичних моделей двигуна, що описують його як джерело енергії, споживача палива і повітря та джерела шкідливих викидів. Дорожні випробування підтвердили вплив параметрів управління автомобілем в режимах розгону на його паливну економічність, дотримання цих параметрів управління автомобілем в режимах розгону дозволяє зменшити середню витрату палива на 100 км на 9,24%.

5.2 Математичні моделі двигуна як джерела енергії, споживача палива і повітря та джерела шкідливих викидів

Двигун, як споживач палива, повітря і джерело шкідливих викидів, може бути описаний математичними залежностями цих показників від кута відкриття дросельних заслінок і частоти обертання колінчастого вала. Проте більш точно за результатами стендових випробувань двигун можна описати залежностями його показників від частоти обертання колінчастого вала двигуна (n_δ) і розрідження за дросельними заслінками (Δp_κ). Останній параметр визначається положенням дросельних заслінок і частотою обертання колінчастого вала.

Зважаючи на мету досліджень поліноміальні залежності визначалися для математичних моделей розрахункового дослідження процесів розгону та в цілому за їздовий цикл.

Залежність Δp_κ від φ_{dp} , показано на рис. 5.9. Математичним опрацюванням експериментальних даних (додаток Ж) визначено поліноміальні коефіцієнти, які зведені в табл. 5.1.

У випадках, якщо зміну показника в усьому діапазоні режимів неможливо описати однією залежністю використовується описання на окремих ділянках.

$$\Delta p_\kappa = a_0 + a_1 \cdot n_\delta + a_2 \cdot \varphi_{dp} + a_{11} \cdot n_\delta^2 + a_{22} \cdot \varphi_{dp}^2 + a_{12} \cdot n_\delta \cdot \varphi_{dp}$$

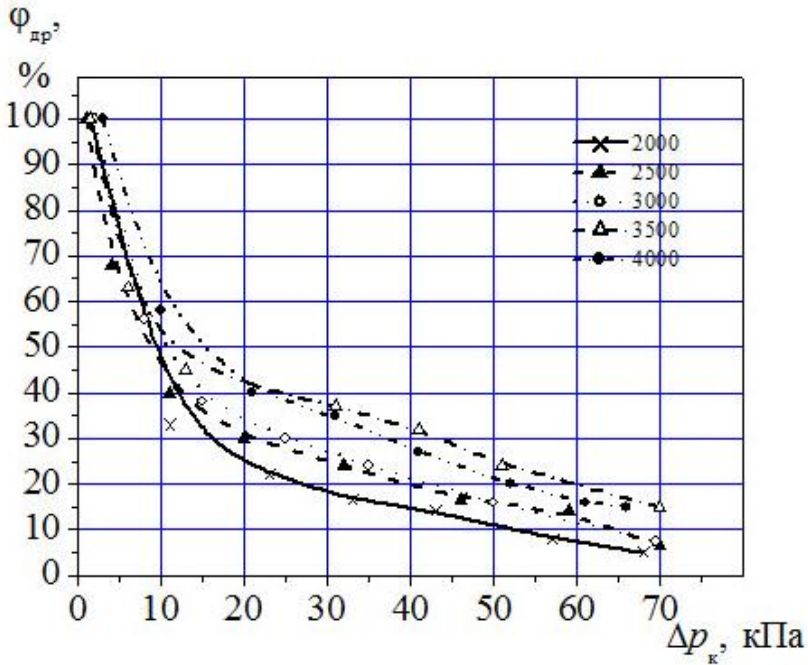


Рис. 5.9. Закономірність зміни кута відкриття дросельних заслінок $\varphi_{др}$ від розрідження у впускному трубопроводі Δp_k та частоти обертання колінчастого валу двигуна n_δ

Таблиця 5.1

Значення звичайних коефіцієнтів апроксимації

	$\varphi_{др}=12...62$	$\varphi_{др}=62...100$
a_0	56,098	15,65
a_1	$0,9528 \cdot 10^{-2}$	$0,2815 \cdot 10^{-2}$
a_2	-2,373	-0,3798
a_{11}	$0,6032 \cdot 10^{-6}$	$0,4709 \cdot 10^{-6}$
a_{22}	0,02457	$0,2519 \cdot 10^{-2}$
a_{12}	$-0,1678 \cdot 10^{-3}$	$-0,4830 \cdot 10^{-4}$

На рис. 5.10 наведено залежність крутного моменту M_k від розрідження у впускному трубопроводі Δp_k .

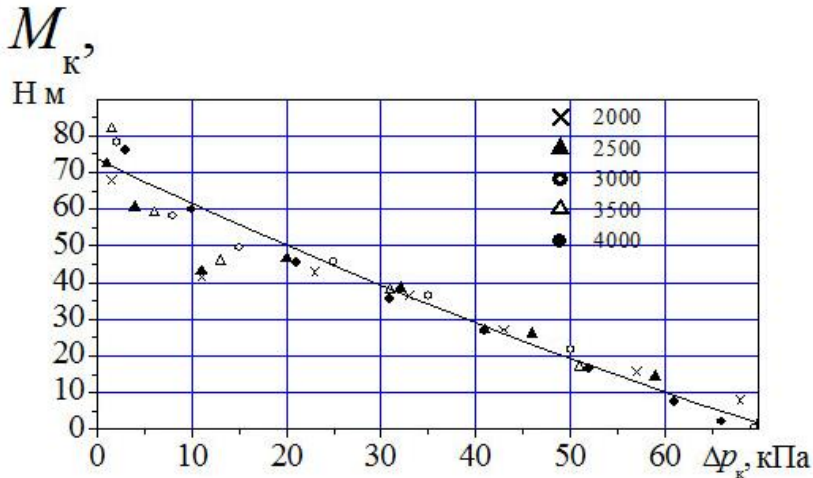


Рис. 5.10. Закономірність зміни крутного моменту M_k від розрідження у впускному трубопроводі Δp_k .

Ця залежність за різних швидкісних режимів має такий вигляд:

$$M_k = a_0 + a_1 \cdot \Delta p_k = 77,5 - 1,2 \Delta p_k.$$

В режимах самостійного та примусового холостих ходів параметри, які характеризують роботу двигуна залежать лише від частоти обертання (рис. 4.8...4.9), тому загальна залежність зміни параметрів роботи двигуна від частоти обертання має вигляд:

$$F = a_0 + a_1 \cdot n_\delta + a_2 \cdot n_\delta^2$$

Значення коефіцієнтів поліномів зведено в табл. 5.2.

Таблиця 5.2

Значення звичайних коефіцієнтів апроксимації

Самостійний холостий хід						
	G_n	$G_{нов}$	CO	$C_m H_n$	NO_x	CO_2
a_0	0,2322	1,18089	1,605	918,382	-57,78	9,1792
a_1	$0,35 \cdot 10^{-3}$	$0,531 \cdot 10^{-2}$	$-0,517 \cdot 10^{-3}$	-0,46752	0,1328	0,003671
a_2	$4,4762 \cdot 10^{-8}$	$9,7619 \cdot 10^{-7}$	$4,905 \cdot 10^{-8}$	0,00007	$-6,9048 \cdot 10^{-6}$	$-6,3809 \cdot 10^{-7}$
Примусовий холостий хід						
	G_n	$G_{нов}$	CO	$C_m H_n$	NO_x	CO_2
a_0	—	—	2,11946	345,64	—	16,077
a_1	—	—	-0,00101	0,7871	—	-0,0063
a_2	—	—	$1,66667 \cdot 10^{-7}$	-0,00011	—	$8,4762 \cdot 10^{-7}$

Коефіцієнти апроксимації поліномів, які описують параметри роботи двигуна, що визначають екологічні показники та витрату палива і повітря під час рушання автомобіля та в режимах розгону на вищих передачах при відкриванні дросельних заслінок залежно від розрідження у впускному трубопроводі Δp_k та частоти обертання n_δ (рис. 4.10, та 4.11), також визначалися програмою опрацювання двофакторного експерименту полінома другого степеня (додаток Е).

$$F = a_0 + a_1 \cdot n_\delta + a_2 \cdot \varphi_{op} + a_{11} \cdot n_\delta^2 + a_{22} \cdot \varphi_{op}^2 + a_{12} \cdot n_\delta \cdot \varphi_{op}$$

Значення звичайних коефіцієнтів апроксимації поліномів зведено у табл. 5.4. Залежності CO , CO_2 та $C_m H_n$ описано на окремих ділянках зміни розрідження у впускному трубопроводі. Для CO та CO_2 таких залежностей отримано для трьох діапазонів зміни Δp_k : 0...20, 20...50 та 50...70 кПа, для $C_m H_n$ – для двох: 0...35 та 35...70 кПа.

Таблиця 5.3

Значення звичайних коефіцієнтів апроксимації

	G_n	$G_{нов}$
a_0	2,2165	30,8
a_1	$0,94031 \cdot 10^{-3}$	-0,308
a_2	$-0,41994 \cdot 10^{-1}$	0,0169
a_{11}	$0,2332 \cdot 10^{-6}$	$0,837 \cdot 10^{-3}$
a_{22}	$0,583 \cdot 10^{-3}$	$0,256 \cdot 10^{-5}$
a_{12}	$-0,256 \cdot 10^{-4}$	$-0,29 \cdot 10^{-3}$

	CO		
	$\Delta p_k=0...20$	$\Delta p_k=20...50$	$\Delta p_k=50...70$
a_0	3,075	0,709	0,5132
a_1	$-0,1487 \cdot 10^{-3}$	$-0,248 \cdot 10^{-3}$	$0,3857 \cdot 10^{-4}$
a_2	-0,264	$-0,538 \cdot 10^{-2}$	$-0,2241 \cdot 10^{-1}$
a_{11}	$-0,4199 \cdot 10^{-7}$	$0,27 \cdot 10^{-7}$	$0,2042 \cdot 10^{-7}$
a_{22}	$0,632 \cdot 10^{-2}$	$-0,146 \cdot 10^{-4}$	$0,3723 \cdot 10^{-3}$
a_{12}	$0,13072 \cdot 10^{-4}$	$0,115 \cdot 10^{-5}$	$-0,3399 \cdot 10^{-5}$

	C_mH_n		NO_x
	$\Delta p_k=0...35$	$\Delta p_k=35...70$	
a_0	306	72,83	484,1
a_1	-0,0748	0,0184	0,937
a_2	-6,95	-2,536	29,97
a_{11}	$0,102 \cdot 10^{-4}$	$0,3043 \cdot 10^{-5}$	$-0,13975 \cdot 10^{-3}$
a_{22}	0,0351	0,06377	-0,65494
a_{12}	$0,601 \cdot 10^{-3}$	$-0,973 \cdot 10^{-3}$	$-0,3268 \cdot 10^{-2}$

	CO_2		
	$\Delta p_k=0...20$	$\Delta p_k=20...50$	$\Delta p_k=50...70$
a_0	10,95	13,41	4,006
a_1	$0,9399 \cdot 10^{-3}$	$-0,5139 \cdot 10^{-3}$	$0,2574 \cdot 10^{-3}$
a_2	0,2094	0,0571	0,346
a_{11}	$0,93795 \cdot 10^{-8}$	$0,187 \cdot 10^{-6}$	$0,153 \cdot 10^{-6}$
a_{22}	$-0,407 \cdot 10^{-2}$	$-0,686 \cdot 10^{-3}$	$-0,278 \cdot 10^{-2}$
a_{12}	$-0,324 \cdot 10^{-4}$	$-0,209 \cdot 10^{-5}$	$-0,133 \cdot 10^{-4}$

5.3 Перевірка адекватності математичних моделей

На рис. 5.11 показано порівняння графіків їздового циклу, стандартизованого (суцільна лінія) та зімітованого математичною моделлю (пунктирна лінія). Їх відповідність свідчить про адекватність математичної моделі щодо відтворення режимів руху автомобіля. Деяке відхилення пояснюється тим, що цикл відтворений математичною моделлю більш точно враховує режим перемикавання передач в процесах розгону.

Достовірність розрахунків показників роботи автомобіля ЗАЗ Sens з двигуном МеМЗ-245 за математичною моделлю за вибраним циклом підтверджується сумірністю розрахованих значень питомих витрат палива для $n_d = 2500 \text{ хв}^{-1}$ при $\varphi_{op} = 30 \dots 40\%$ $g_n = 62,0 \dots 64,1 \text{ г/км}$ з даними розрахованими для такого ж автомобіля при імітації руху за європейським їздовим циклом - $g_n = 57,3 \dots 59,3 \text{ г/км}$.

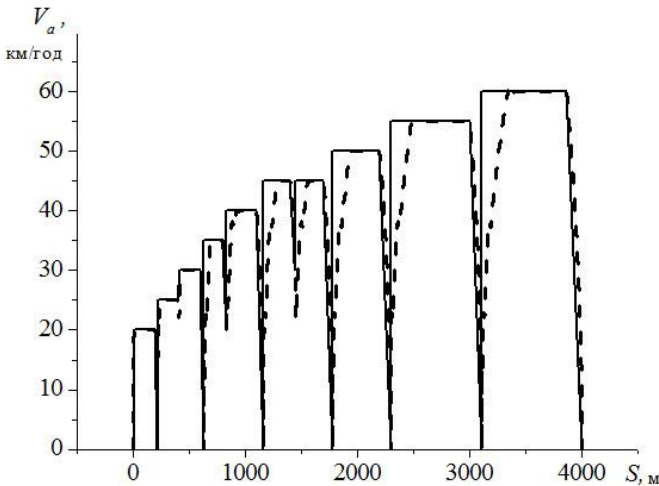


Рис. 5.11. Графік міського їздового циклу для АТЗ з повною масою до 3,5т:
— за ГОСТ 203096-90
- - - за математичною моделлю

Перевірка адекватності математичних моделей двигуна проводиться за F -критерієм (критерієм Фішера) [51]. Його розрахункове значення визначають за формулою

$$F_{роз} = \frac{S_{неад}^2}{S_y^2}, \quad (5.1)$$

де $S_{неад}^2$ - дисперсія неадекватності;

S_y^2 - дисперсія дослідів.

Якщо отримане розрахунком значення F -критерія не перебільшує табличних даних $F_{роз} \leq F_{таб}$ [51], то з певною надійною імовірністю модель можна вважати адекватною. Під час перевірки адекватності використовувалися таблиці F -критерія при 5% рівні значущості, тому надійна імовірність становить 95%.

Дисперсія неадекватності $S_{неад}^2$ обраховують так

$$S_{неад}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (y_{i_{роз}} - y_{i_{експ}})^2}{f_2}, \quad (5.2)$$

де $y_{i_{роз}}$ і $y_{i_{експ}}$ - значення в i -му досліді, відповідно розраховані за рівняннями регресії і визначені експериментально;

f_2 - число ступенів свободи в плануванні експерименту, яке визначається як різниця числа дослідів та числа коефіцієнтів, які визначаються (разом з a_0).

$$f_2 = N - k \quad (5.3)$$

де N - число дослідів;

k - число коефіцієнтів апроксимації.

Дисперсія дослідів визначається за значеннями дослідів повторених в одній точці за залежністю

$$S_y^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{f_1}, \quad (5.4)$$

де $f_1 = n - 1$ - число ступенів свободи (n - число повторених дослідів),

y_i і \bar{y} - отримані під час проведення кожного дослідів значення і середнє значення вимірюваних параметрів.

Для визначення дисперсії дослідів на двигуні було проведено серію дослідів в середніх точках досліджуваних зон.

В режимі активного холостого ходу середньою була прийнята точка за частоти обертання $n_o = 2000 \text{ хв}^{-1}$. В режимі примусового холостого ходу така точка при $n_o = 1500 \text{ хв}^{-1}$.

В навантажувальних режимах роботи двигуна для годинних витрат палива і повітря а концентрації у відпрацьованих газах оксиду вуглецю, вуглеводнів, оксиду азоту та двооксиду вуглецю таким був режим: частота обертання $n_o = 3000 \text{ хв}^{-1}$, розрідження за дросельною заслінкою $\Delta p_k = 35 \text{ кПа}$.

Перевірка адекватності математичних моделей, які описують витрати палива і повітря та викиди шкідливих речовин під час роботи двигуна в режимі самостійного та примусового холостого ходу поліномами другого степеня від однієї змінної здійснювалась в такій послідовності: програмою складеною для ПЕОМ методом найменших квадратів визначалися коефіцієнти поліноміальних моделей другого степеня. За значеннями параметрів отриманих експериментально і обчислених за моделлю визначалась дисперсія неадекватності. За серією повторених дослідів – дисперсія дослідів.

Визначений за цими дисперсіями F -критерій порівнювався з його табличними значеннями. За результатом порівняння робився висновок про адекватність математичної моделі.

Результати перевірки наведено в табл. 5.3.

Таблиця 5.4

Результати перевірки адекватності математичних моделей, які описують витрати палива і повітря та викиди шкідливих речовин в режимах самостійного та примусового холостих ходів $f_1=2, f_2=2, F_{таб}= 19,00$

Параметри	Дисперсія неадекватності, $S_{неад}^2$	Значення параметрів			Середнє значення	Дисперсія дослідів, S_y^2	$F_{роз}$
		y_1	y_2	y_3			
Режим активного холостого ходу							
G_n	0,001	1,1	1,06	1,055	1,072	0,001	2,159
$G_{нов}$	0,410	14,25	14,8	14,83	14,627	0,107	3,846
CO	0,000	0,768	0,76	0,75	0,759	0,000	0,319
$C_m H_n$	671,904	250,0	300,0	310,0	286,667	1033,333	0,650
NO_x	292,839	90,0	156,0	150,0	132,000	1332,000	0,220
CO_2	0,000	13,85	14,0	14,2	14,017	0,031	0,016

Режим примусового холостого ходу							
CO	0,031	1,18	1,23	1,30	1,237	0,004	8,638
$C_m H_n$	34115,332	1595,0	1540,0	1450,0	1528,333	5358,333	6,367
NO_x	0,535	7,3	7,5	8,0	7,600	0,130	4,113

Перевірка адекватності математичних моделей, які описують параметри, які визначають режим роботи двигуна та витрати палива і повітря та викиди шкідливих речовин під час роботи двигуна в навантажувальних режимах поліномами другого степеня від двох змінних, здійснювалась так само. Результати досліджень наведено в табл. 5.4.

Таблиця 5.5

Результати перевірки адекватності математичних моделей, які описують витрати палива і повітря, концентрації шкідливих речовин та параметри роботи двигуна в навантажувальних режимах $f_1=2, f_2=7, F_{таб}= 19,36$

Параметри	Дисперсія неадекватності, $S_{неад}^2$	Значення параметрів			Середнє значення	Дисперсія дослідів, S_y^2	$F_{роз}$
		y_1	y_2	y_3			
G_n	0,001	3,000	3,990	2,900	3,297	0,363	0,003
$G_{нов}$	0,968	50,000	62,600	63,200	58,600	55,560	0,017
CO	0,185	0,290	0,430	0,500	0,407	0,011	16,203
C_mH_n	154,932	80,000	50,000	100,000	76,667	633,333	0,245
NO_x	16787,252	1980,000	2700,000	2078,000	2252,667	152481,333	0,110
CO_2	0,066	13,000	14,200	13,500	13,567	0,363	0,182
Δp_κ ($\varphi < 36$)	11,750	37,000	35,000	39,000	37,000	4,000	2,938
Δp_κ ($\varphi > 36$)	0,158	11,000	10,000	9,000	10,000	1,000	0,158

Адекватність математичної моделі підтверджена порівнянням показників розгону, отриманих розрахунком за математичною моделлю при повному відкритті дросельних заслінок з даними заводських випробувань автомобіля ЗАЗ Sens.

Порівняння розрахункових показників з даними випробувань автомобіля показано на рис. 5.12.

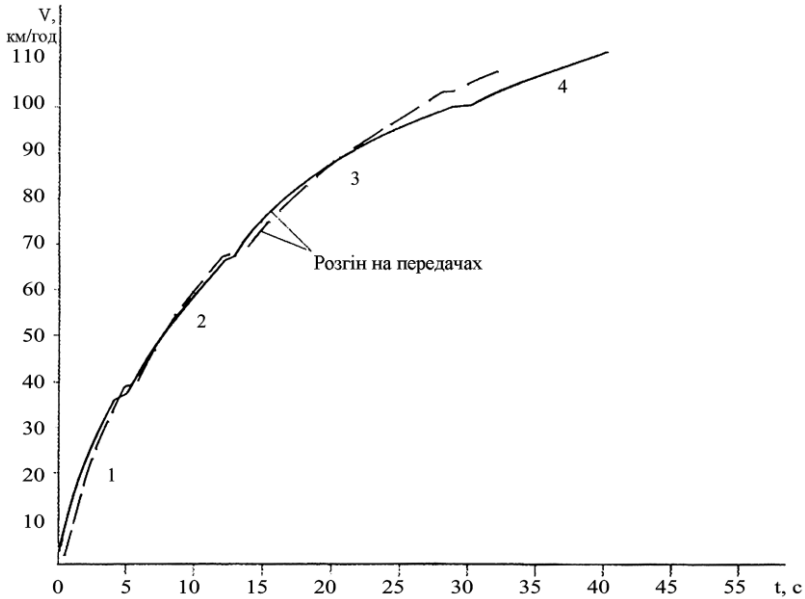


Рис. 5.12. Графік інтенсивності розгону автомобіля ЗАЗ-1102
 ————— за результатами заводських випробувань
 - - - - - за результатами розрахунку

5.4 : Результати розрахункових досліджень руху автомобіля в режимах розгону

Найоб'єктивніше визначити вплив параметрів управління автомобілем в режимах розгону можна на підставі експериментальних випробувань. Проте обладнання для таких досліджень досить складне і високовартісне, а процес підготовки і проведення випробувань в необхідному обсязі довготривалий крім цього, важко забезпечити ідентичність послідовних випробувань. Тому в останній час усе більше поширюються розрахункові методи визначення необхідних параметрів із застосуванням математичних моделей, які описують рух автомобіля в різних режимах.

При проведенні розрахункових досліджень завантаження автомобіля приймалось максимальним – 350 кг.

На рис. 5.13 показано розрахункові залежності шляху розгону, часу розгону автомобіля та витрати палива від положення дросельних заслінок карбюратора (20...100%) і кінцевої частоти обертання колінчастого вала двигуна при розгоні на кожній передачі в межах 1500...3500 хв⁻¹.

Як свідчать дані графіків збільшення частоти обертання колінчастого вала двигуна в момент перемикання передач в режимі розгону від 2500 до 3500 хв⁻¹ призводить до погіршення економічності автомобіля на 5,8...8,1 % та сумарної токсичності на 1,0...9,1% (в діапазоні $\varphi_{op}=40...100\%$). При цьому час розгону автомобіля залишається майже постійним. При виборі рекомендованого в експлуатаційних умовах значення n_0 необхідно враховувати також зменшення швидкісного режиму роботи двигуна в період перемикання передач. Тому величина частот обертання колінчастого вала двигуна в межах 1500...2000 хв⁻¹ та 3000...3500 хв⁻¹ не можуть бути рекомендованими.

Аналізуючи отримані дані в процесі розгону автомобіля ЗАЗ Sens можна рекомендувати як оптимальну частоту обертання колінчастого вала двигуна в момент перемикання передач в межах близьких до 2500 хв⁻¹.

Зупинившись на $n_0 = 2500$ хв⁻¹ як оптимальній в міру зменшення кута відкриття дросельних заслінок питома витрата палива і питоми викиди шкідливих речовин на 1 км (рис. 5.14) зменшуються, проте дещо збільшується час розгону.

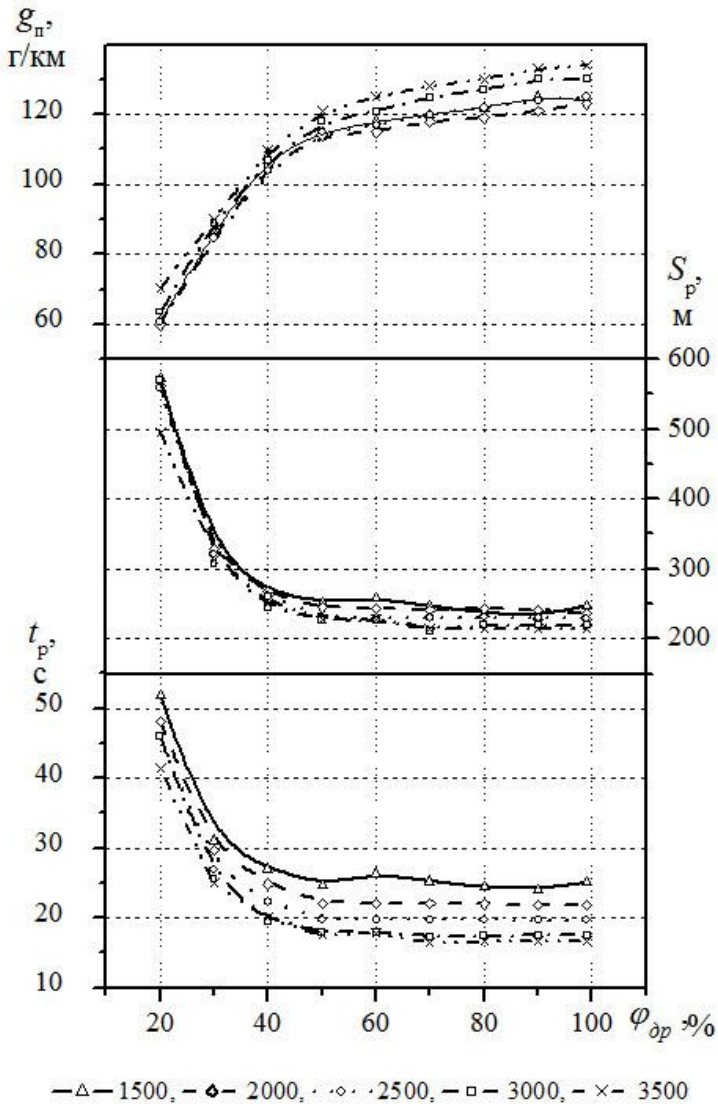


Рис. 5.13. Розрахункові залежності шляху розгону, часу розгону автомобіля та пробігові витрати палива від φ_{dp} та n_d в режимах розгону

За інтенсивністю зміни показників розгону автомобіля можна визначити чотири діапазони відкриття дросельних заслінок:

Перший діапазон. При зменшенні кута відкриття дросельних заслінок від 100 до 50% питома витрата палива зменшується з 125 г/км до 114 г/км при практично однаковому часі розгону автомобіля (різниця становить 0,05 с або 0,25%). Середня інтенсивність зниження витрати палива на цій ділянці становить 0,0018 (г/км)/%. З огляду поганої економічності та високих рівнів шкідливих викидів цей діапазон є нераціональним.

Другий діапазон. При зменшенні кута відкриття дросельних заслінок від 50 до 40% питома витрата палива зменшується з 114 г/км до 104 г/км. Середня інтенсивність зниження витрати палива на цій ділянці становить 0,0088 (г/км)/%. Час розгону зростає з 20 до 22 с (10%).

Третій діапазон. При куті відкриття дросельних заслінок на 40...30% витрата палива зменшується більш інтенсивно з 104 до 85 г/км, середня інтенсивність зниження витрати палива на цій ділянці становить 0,029 (г/км)/%, час розгону зростає з 22 до 27 с (22,7%).

Четвертий діапазон. При куті відкриття дросельних заслінок на 30...20% спостерігається інтенсивне зменшення витрати палива з 85 до 60 г/км (0,045 (г/км)/%) при інтенсивному збільшенні часу розгону з 27 до 46 с (70,4%). Розгін автомобіля в цьому діапазоні - нераціональний.

З урахуванням змін паливо економічних, токсичних і динамічних показників можна вважати оптимальним відкриття дросельних заслінок при розгоні в діапазоні 30...40%

Отже за розрахунковими дослідженнями показників роботи автомобіля ЗАЗ Sens з бензиновим двигуном МеМЗ-245 в режимі розгону встановлено, що параметри управління автомобілем в цьому режимі мають бути такими: відкриття дросельних заслінок при розгоні в діапазоні 30...40%, частота обертання колінчастого

вала двигуна в момент перемикання передач близькою до 2500 хв⁻¹.

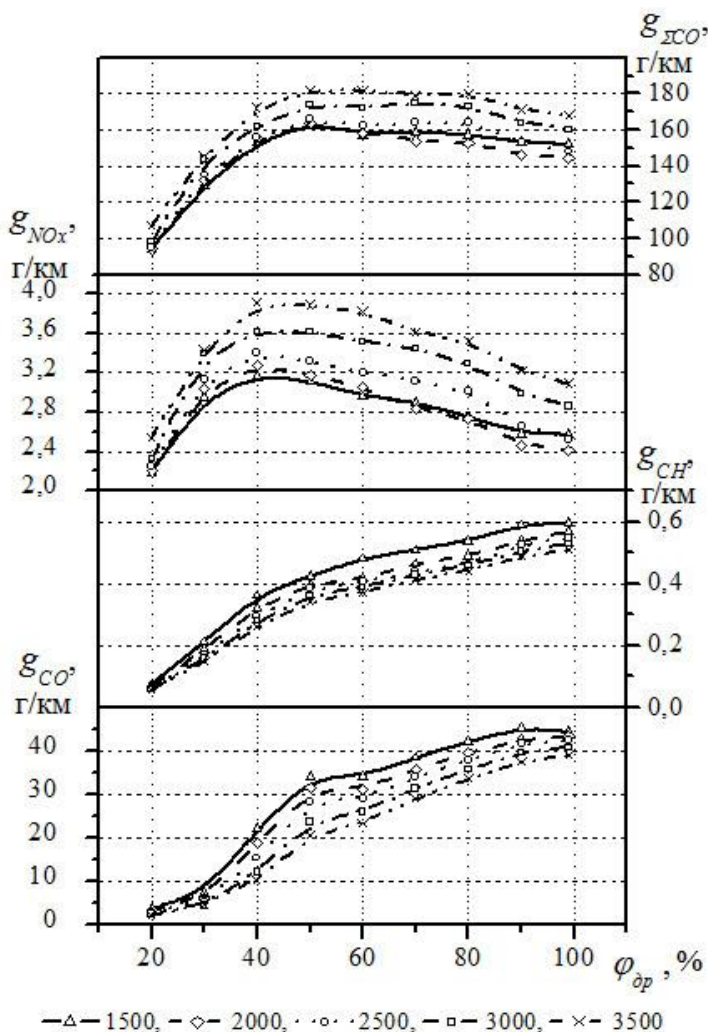


Рис. 5.14. Розрахункові залежності пробігових масових викидів окремих компонентів та сумарної масової токсичності, зведеної до CO, від від $\phi_{дp}$ та n_d в режимах розгону

5.5 Результати розрахункових досліджень

руху автомобіля за їздовим циклом та визначення оптимальних параметрів управління в умовах експлуатації

Більш об'єктивно оптимальні значення параметрів управління можна визначити при імітації усіх можливих режимів руху автомобіля за їздовим циклом. Для проведення розрахункових досліджень роботи автомобіля ЗАЗ Sens з бензиновим двигуном МеМЗ-245 за ГОСТ 20306-90 було обрано міський їздовий цикл для АТЗ повною масою до 3,5 т. На рис. 5.15 наведено їздовий цикл зімітований математичною моделлю (кут відкриття дросельної заслінки $\varphi_{др}=30\%$ та частота обертання $n_{д}=3000 \text{ хв}^{-1}$).

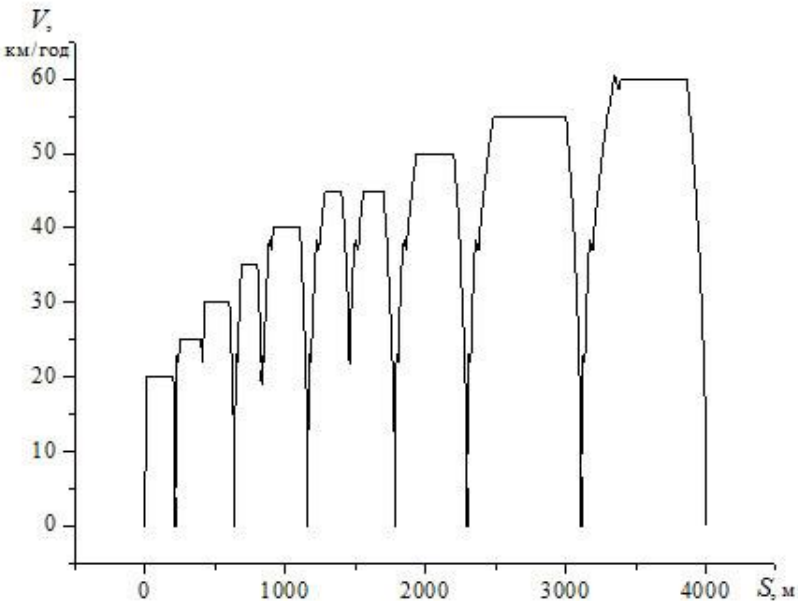


Рис. 5.15. Їздовий цикл зімітований математичною моделлю

Результати розрахункових досліджень показників роботи автомобіля ЗАЗ Sens з бензиновим двигуном МеМЗ-245 за їздовим циклом показані на рис. 5.16 та 5.17.

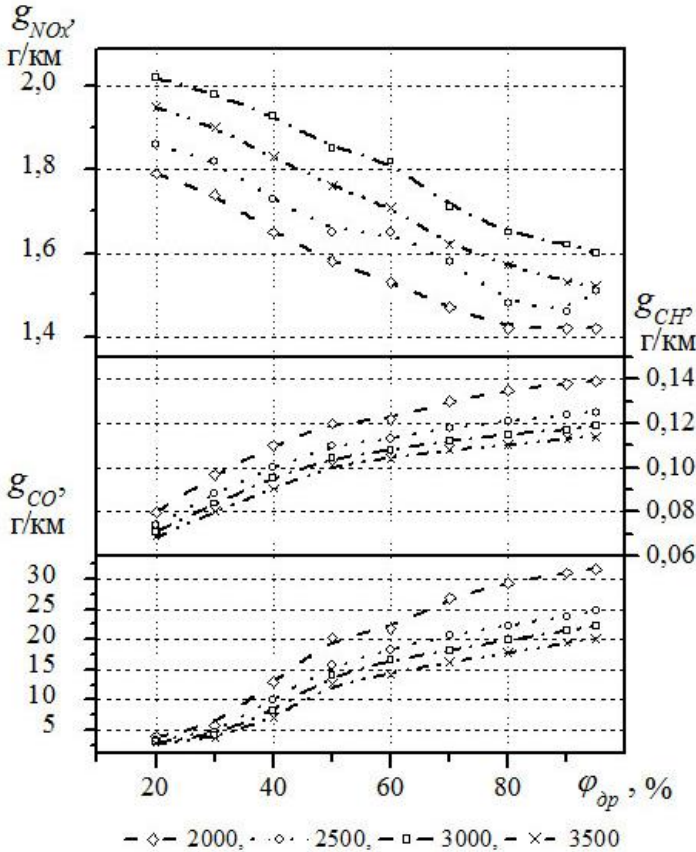


Рис. 5.16. Розрахункові залежності пробігових масових викидів окремих компонентів ВГ від $\varphi_{др}$ та n_d за їздовий цикл

Із зростанням кута відкриття дросельної заслінки та масовий викид продуктів неповного згорання у ВГ збільшується: CO від 2,73 до 31,7 г/км, а C_mH_n від 0,067 до 0,139 г/км з тенденцією менших викидів при більших частотах обертання.

Масові викиди оксидів азоту NO_x із збільшенням φ_{op} зменшуються від 1,95 до 1,42 г/км - пояснюється це збагаченням паливоповітряної суміші, а зміна n_d впливає на них неоднозначно: найбільші викиди мають місце при $n_d = 3000 \text{ хв}^{-1}$, а найменші - при $n_d = 2000 \text{ хв}^{-1}$.

Сумарні пробігові шкідливі викиди, зведені до CO , g_{SCO} розраховувалися зважаючи на коефіцієнти відносної агресивності кожного компоненту ВГ. Високе значення цього коефіцієнту для NO_x зумовило відповідний перебіг залежності g_{SCO} (рис. 5.17).

На рис. 5.17 показані розраховані за математичною моделлю залежності пробігової питомої витрати палива g_n , та сумарних пробігових шкідливих викидів, зведених до CO g_{SCO} , автомобіля ЗАЗ Sens під час руху автомобіля за режимами їздового циклу, від положення дросельних заслінок карбюратора φ_{op} від 20% до 100% і кінцевої частоти обертання двигуна при розгоні на кожній передачі $n_d = 2000 \dots 3500 \text{ хв}^{-1}$.

Як видно з показаних залежностей, паливна економічність та токсичність автомобіля в значній мірі визначаються керуванням з боку водія. При збільшенні відкриття дросельних заслінок φ_{op} і підвищенні частоти обертання n_d в моменти перемикання передач при розгоні збільшується середня швидкість руху V_c , але значно збільшуються витрата палива g_n , і сумарні пробігові шкідливі викиди, зведені до CO , g_{SCO} .

Таким чином, задача оптимізації управління автомобілем з боку водія є багатокритеріальною.

За залежностями видно, що збільшення частоти обертання колінчатого вала двигуна n_d в моменти перемикання передач, в режимі розгону від 2500 хв^{-1} до 3500 хв^{-1} , призводить до погіршення паливної економічності автомобіля на 11,4% при $\varphi_{op} = 20\%$ і 9,5% при $\varphi_{op} = 90\%$ та сумарної токсичності на 7,6% при $\varphi_{op} = 20\%$ і 2,5% при $\varphi_{op} = 90\%$. При цьому максимальне збільшення середньої швидкості руху V_c не перевищує 1,8%.

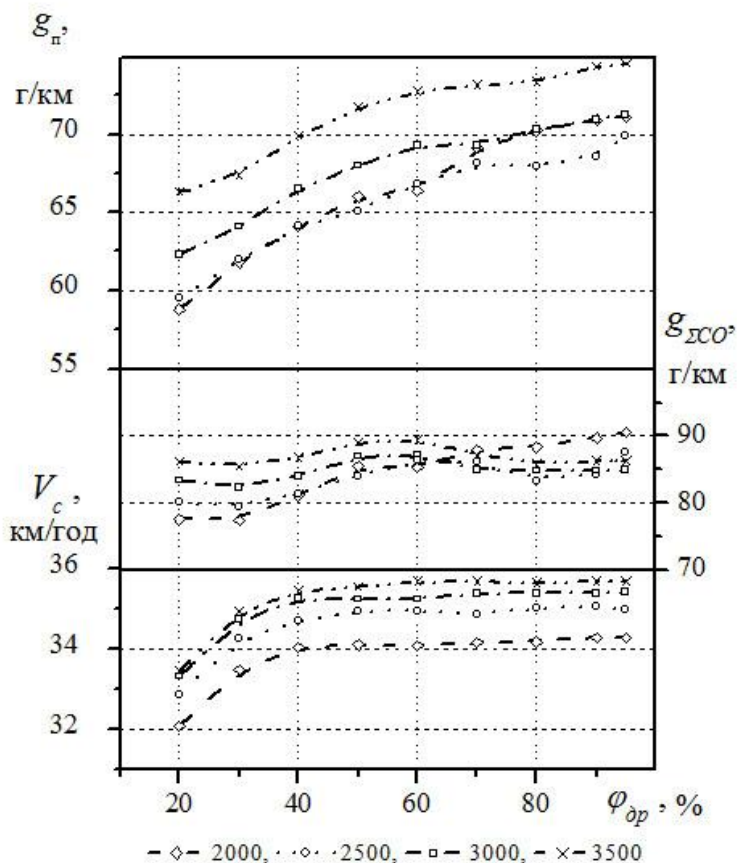


Рис. 5.17. Розрахункові залежності пробігової витрати палива та пробігової сумарної масової токсичності, зведеної до CO, від φ_{dp} та n_d за їздовий цикл

При виборі рекомендованого в експлуатаційних умовах значення n_d необхідно враховувати також зниження швидкісного режиму роботи двигуна в період перемикання передач. Тому, величини частоти обертання n_d в межах до 2000 хв^{-1} та більше 3000 хв^{-1} не можуть бути рекомендовані.

Аналізуючи отримані дані, можна рекомендувати як оптимальну частоту обертання колінчастого валу двигуна в моменти перемикавання передач, під час руху автомобіля за режимами їздового циклу, діапазон у межах близьких до 2500 хв^{-1} .

За вибраної як оптимальна частоти обертання $n_d = 2500 \text{ хв}^{-1}$ в міру зменшення кута відкриття дросельних заслінок, витрата палива і викиди шкідливих речовин зменшуються, але при цьому зменшується і середня швидкість руху.

Можна визначити три діапазони відкриття дросельних заслінок, в яких інтенсивність змін показників в режимі розгону автомобіля за їздовим циклом різна.

1. При зміні кута відкриття дросельних заслінок від 100 до 40% середня витрата палива зменшується з 69,9 г/км до 64,1 г/км при практично однакових значеннях середньої швидкості автомобіля. Середня інтенсивність зниження витрати палива на цій ділянці дорівнює 0,1 (г/км)/%. Рух автомобіля в цьому діапазоні є нерациональним з точки зору низької паливної економічності та високих значень шкідливих викидів.

2. Другий діапазон складають кути відкриття дросельних заслінок 40...30%. В цьому діапазоні середня витрата палива зменшується з 64,1 г/км до 62 г/км. Середня інтенсивність зниження витрати палива складає 0,21(г/км)/%, при зменшенні середньої швидкості руху 0,04 (км/год)/%.

3. В діапазоні 30...20% спостерігається зменшення витрати палива з 62 г/км до 59,5 г/км (0,25(г/км)/%), але при цьому спостерігається інтенсивне зменшення середньої швидкості руху 0,14(км/год)/%. Рух автомобіля в цьому діапазоні є нерациональним з точки зору того що автомобіль буде значно впливати на рух інших транспортних засобів.

З урахуванням змін економічних, токсичних і динамічних показників можна вважати оптимальним значенням відкриття дросельних заслінок діапазон 30...40%.

Таким чином, параметри які необхідно витримувати водію ЗАЗ Sens, в реальних умовах експлуатації, зокрема в містах і населених пунктах з великою кількістю перехресть та світлофорів, щоб отримати оптимальні показники токсичності та паливної економічності, є положення дросельних заслінок карбюратора у режимі розгону 30...40%, та частота обертання колінчатого вала двигуна в момент перемикання передач близькою до $n_d=2500 \text{ хв}^{-1}$.

5.6 Розробка схеми приладу для оптимального управління автомобілем в умовах експлуатації

Для забезпечення можливості управління автомобілем за заданими оптимальними параметрами необхідно здійснювати відповідну підготовку водія або обладнати автомобіль відповідним бортовим пристроєм.

Виходячи з теоретичних та експериментальних досліджень, результати яких викладено в розділі 1 та роботах автора, визначена концепція створення такого приладу. Встановлено, що параметри, які досить легко можна контролювати та змінювати з боку водія в процесі розгону є частота обертання колінчастого вала в момент перемикання передач n_d та кут відкриття дросельних заслінок $\varphi_{др}$. Визначено оптимальні значення цих параметрів для автомобіля ЗАЗ Sens: $\varphi_{др}=30...40\%$ та $n_d=2500 \text{ хв}^{-1}$.

Схема пристрою оптимального управління автомобілем ЗАЗ Sens в режимах розгону показано на рис. 5.18. Пристрій включенням звукового сигналу інформує водія про доцільність

переходу на вищу передачу (у разі коли частота обертання близька до $n_d 2500 \text{ хв}^{-1}$), а датчик кута відкриття дросельних заслінок світловою індикацією інформує про допустиме положення педалі керування подачею палива, яке забезпечує оптимальний діапазон змін кута відкриття дросельних заслінок $\varphi_{dp}=30\dots40\%$.

Проведеними дорожніми випробуваннями автомобіля ЗАЗ Sens встановлено, що дотримування параметрів управління, які визначаються таким пристроєм, покращує паливну економічність на 9,24%.

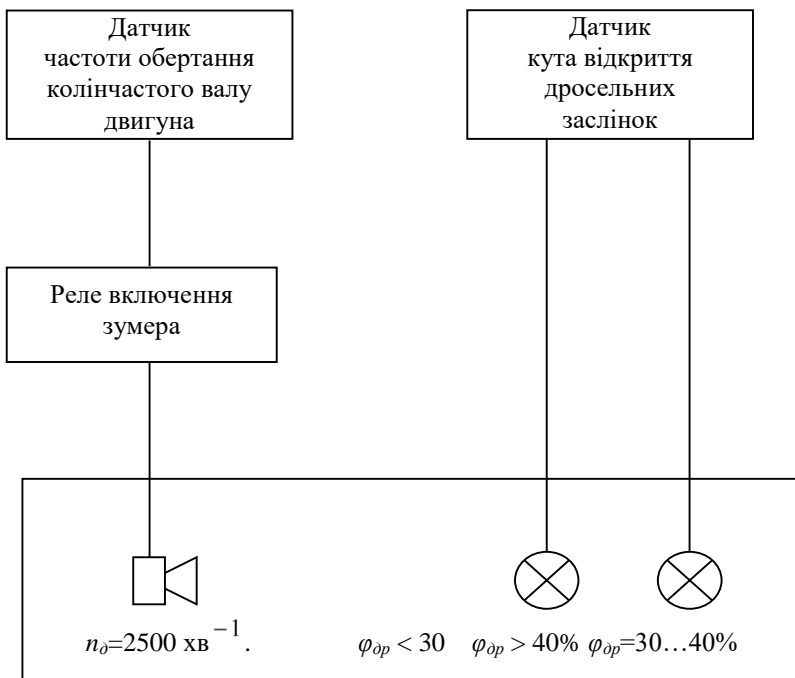


Рис. 5.18. Схема пристрою оптимального управління автомобілем ЗАЗ Sens

Доречним є облаштування таким пристроєм навчальних автомобілів, на яких проводиться підготовка водіїв. Це надає їм

можливості зразу оволодівати навичками економічного управління та запобігання забрудненості атмосферного повітря автомобілем в режимах розгону. На автомобілях, що перебувають в експлуатації, світлові сигнали про відкриття дросельних заслінок доцільно замінити механічним датчиком із змінною жорсткістю переміщення органу управління, що слугуватиме сигналом для обмеження відкриття дросельних заслінок.

Отже, розрахункові дослідження на математичній моделі з використанням експериментальних характеристик двигуна показали, що оптимальними параметрами управління з точки зору паливної економічності і шкідливих викидів в процесах розгону і в їздовому циклі в цілому є відкриття дросельної заслінки $\varphi_{op} = 30 \dots 40\%$ і частота обертання колінчастого валу $n_d = 2500 \text{ хв}^{-1}$. Дорожні випробування автомобіля ЗАЗ Sens показали, що дотримання оптимальних параметрів управління в умовах експлуатації дозволяє покращити паливну економічність на 9,24%. З використанням значень параметрів управління розроблена схема пристрою, який доцільно встановлювати в автомобілях, які перебувають в експлуатації, зокрема це доречно на автомобілях, на яких проводиться навчання водіїв.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Кутенев В.Ф., Свиридов Ю.Б. Экологические проблемы автомобильного двигателя и пути оптимального решения их //Двигателестроение. – 1990. – №10. – С. 55-62.
2. Гутаревич Ю.Ф., Редзюк А.М., Климпущ О.Д. Прибор для регистрации режимов работы автомобильных бензиновых двигателей в эксплуатационных условиях Киева. – 1979. -10 с.
3. Архангельский В.М., Злотин Г.Н. Работа карбюраторных двигателей на неустановившихся режимах. М.: Машиностроение, 1979. –152 с.
4. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: Дис... докт. техн. наук: 05.22.10, 05.04.02. –Киев., -1985. -538с.
5. Соколов О.В., Пономарев Н.Н., Метелкин В.А. Режимы работы автомобильных двигателей в условиях эксплуатации. Научно-технический сборник. Сер. Автомобилестроение // НИИНавтопром. -М., -1971. -№3. -92 с.
6. Иванов В.И., Ерохов В.И. Экономия топлива на автомобильном транспорте. - М.: Транспорт, 1984. - 302 с.
7. Чулков А.З. Экономия светлых нефтепродуктов на транспорте. -М.: Транспорт. –1985. -304 с.
8. Ерохов В.И. Экономичная эксплуатация автомобиля. -М.: ДОСААФ, 1986. -128 с.
9. Денисов А.С., Басков В.Н. Эксплуатационные режимы работы двигателей автомобилей КамАЗ. В сб.: Повышение эффективности использования автомобильного транспорта. Саратов, 1980. -С. 70-76.
10. Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г. Ковалев А.И. Защита окружающей среды от вредных выбросов автомобильного транспорта. -Киев: УМК ВО при Минвузе УССР. – 1989. -128 с.

11. Архангельский В.М., Туркин Ю.Е. Методика и некоторые результаты исследования состава отработавших газов автомобильного двигателя на неустановившихся режимах. //Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания. М.: МАДИ. –1978. -С. 102-103.
12. Рубец Д.А., Ерохов В.И. Особенности смесеобразования и состава отработавших газов на режимах разгона карбюраторного двигателя. //Автомобильная промышленность. –1976. -№6. -С. 3-4.
13. Zeilinger K., Hussman A.W. The influence of trasi-ent conditions on the operation of an SI engine, especially with respect to exhaust emissions. //SAE Prepr. S.a. №7500530, PP.7
14. ГОСТ 20306-90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. Введ. 01.01.92. М.: Изд-во стандартов, 1991. –32 с.
15. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. -М.:Транспорт, 1990.
16. Серегин Е.П., Босенко А.И., Бычков В.Е., Экономия горючего. - М.: Воениздат, 1986.
17. Безбородова Г.Б., Маяк Н.М., Чалый А.А. Экономия топлива при вождении автомобиля. - Киев: Техника, 1989. -128 с.
18. Климбуш О.Д., Рубцов В.А., Гутаревич Ю.Ф. Экономия топлива на автомобильном транспорте. -Киев: Техника, 1989. -144 с.
19. Чулков А.З. Экономия светлых нефтепродуктов на транспорте. -М.: Транспорт. –1985. -304 с.
20. Перспективные автомобильные топлива. Пер. С англ. -М.: Транспорт, 1982. -319 с.
21. Левковский А.П. Повышение топливной экономичности и снижение выбросов вредных веществ автомобилем: Дис... канд. техн. наук: 05.22.10. –Киев, 1992.
22. Варшавский И.Л., Малов Р.В. Как обезвредить отработавшие газы автомобиля. -М.: Транспорт. -1968. -128 с.

23. Ерохов В.И., Щетина В.А. и др. Автомобильный транспорт и защита окружающей среды. - М.: Транспорт. -1982. –200 с.
24. Гутаревич Ю.Ф. Предупреждение загрязнения воздуха двигателями. Киев: Урожай. –1982. -64 с.
25. Thomas Cackette, Philip Lorang, David Hungnes. The need for inspection and maintenance for current and future motor vehicles. SAE Techn. Pap. Ser. 1979. -№790782. -22 pp.
26. Прогрессивные методы снижения токсичности транспортных двигателей внутреннего сгорания. //Поршневые и газотурбинные двигатели. -Э.И., М.: ВИНТИ, 1982. -№7. -С. 16-21.
27. Серов А. Сколько топлива можно экономить? //Автомобильный транспорт. –1989. -№4. -С. 28-29.
28. Cherles M.Urban, Robert J.Garbe. Exhaust Emission from Malfunctioning Three-Way Catalist-Equipped Auto-mobiles. //SAE Techn. Pap., Ser. 1980 №800511. -PP.11.
29. par M.Joel Roth. Le style de conduite et l’entre-tien des vehicules en matiere d’economie de carburant. Ingenieurs de l’automobile, 1977. -№2-3. -PP.150-156.
30. Гутаревич Ю.Ф., Исследование и разработка эффективных методов и средств повышения топливной экономичности и снижения токсичных выбросов автомобилями в эксплуатационных условиях /отчет/ тема №5/21, КАДИ, Киев. –1981. -99 с.
31. Мансуров А.М., Оптимальная скорость движения автотранспортных средств. //Автодорожник Украины. –1991. -№3. -С. 10-11.
32. Скорченко В.Ф. Исследование влияния дорожных условий на загрязнение окружающей среды автомобилями: Дис.... канд. техн. наук: 05.... -Киев, 1980. -С.229.
33. Говорущенко Н.Я. Основы управления автомобильным транспортом. Харьков: Вища школа, 1978. -224 С.

34. Leake G.R., Fuel conservation - is there a case for stricter motoway speed limits? Traffic engineering control. –November. –1980. - P.551-553.
35. Сыркин П.Э., Трухин Б.В. Влияние массы автомобиля, режимов движения и дорожных условий на загрязнение атмосферы и топливную экономичность автомобиля. //Повышение эффективности использования автомобильного транспорта и автомобильных дорог в условиях жаркого климата и высокогорных районов, ч.2. Ташкент, 1982. - С. 165-166.
36. Рэнкин В.У., Клафи П., Халберт С. Автомобильные перевозки и организация дорожного движения. Справочник: Пер. с англ. -М.: Транспорт, 1981. -С. 592.
37. Жегалин О.И., Лупачев П.Д. Снижение токсичности автомобильных двигателей. -М.: Транспорт, 1985. -120 с.
38. Certification testing vs. Customer driving: a fuel measurement dilemma. «Automotive Engineering». –1979. -№2. -С. 52.
39. Гутаревич Ю.Ф., Ковалев А.И., Климпущ О.Д., Рубцов В.А. Как выбрать экономичный режим. //Автомобильный транспорт. –1988. -№12. -С. 32-34.
40. Майборода О.В., Невский Н.В. Оптимизация процесса управления скоростью движения - один из путей снижения расхода топлива автомобилями. //Автомобильная промышленность. –1984. -№3. -С. 12-14.
41. Котиков Ю.Г., Борисенко А.Н., Филипов О. И др. Экономичное вождение автопоездов. //Автомобильный транспорт. –1985. -С. 28-30.
42. Конструкция зарубежных автомобильных двигателей, 1986 года выпуска. Обзорная информация, Москва, 1986.
43. Конструкция зарубежных автомобильных двигателей, 1987 года выпуска. Обзорная информация. Москва, 1987.

44. Исследование зависимости между режимом работы и количеством отработавших газов с целью оценки их токсичности (коллектив авторов КЭТУКИ (ВНР)). //Снижение загрязнения воздуха в городах выхлопными газами автомобилей. М.: НИИавтопром, 1971. -С.32–37.
45. Скиркков Н.Д. Оптимизация регулирования бензинового двигателя по топливной экономичности с учетом токсичности: Автореф. дис.... канд.техн.наук. - М., 1980. -16 с.
46. ГОСТ 20306-90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. Введ. 01.01.92. М.: Изд-во стандартов, 1991. –32 с.
47. Мак-Кракен Д., Дорн У. Численные методы и программирование на ФОРТРАНе./Пер. С англ. М.: Изд-во «Мир», 1977. -504 с.
48. ГОСТ 14846-81 (СТ СЕВ765-77). Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний Изд. Стандартов. -1984. -53 с.
49. ГОСТ 14846-81 (СТ СЭВ 765-77). Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. - Изд. стандартов, 1984. -53 с.
50. Мак-Кракен Д., Дорн У. Численные методы и программирование на ФОРТРАНе./Пер. С англ. М.: Изд-во «Мир», 1977. -504 с.
51. Новик Ф.С., Арсов Я.Б. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов. - М.: Машиностроение; София: Техника, 1980. - 304 с.

Для приміток

В. В. Швабюк, В.В. Грабовець

**ЗНИЖЕННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА І ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ
ЛЕГКОВИМ АВТОМОБІЛЕМ З БЕНЗИНОВИМ ДВИГУНОМ В
ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ ШЛЯХОМ ОПТИМІЗАЦІЇ
УПРАВЛІННЯ**

Рукопис монографії

Редактор:

Комп'ютерна верстка: **С.М. Д'ячук**

Дизайн обкладинки: **С.М. Д'ячук**

Підп. до друку 10.05.2019 р. Формат 60х84/16. Папір офс.

Гарн. Таймс. Ум. друк. арк. 8,5.

Тираж 100 прим. Зам. .

Інформаційно-видавничий відділ
Луцького національного технічного університету
43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75
Друк – ІВВ Луцького НТУ

Ш 36 Зниження витрати палива і шкідливих викидів легковим автомобілем з бензиновим двигуном в експлуатаційних умовах шляхом оптимізації управління : рукопис колективної монографії / **В. В. Швабюк, В.В. Грабовець.** – Луцьк : ІВВ Луцького НТУ, 2019. – 136 с.

Колективна монографія присвячена покращенню паливної економічності та зменшення кількості шкідливих викидів автомобілів з бензиновими двигунами шляхом оптимізації параметрів управління в процесі розгону, з розробкою схеми приладу ефективного керування дорожнім транспортним засобом під час експлуатації. Дістало подальший розвиток математичне моделювання для визначення паливної економічності та екологічних показників автомобіля в процесі розгону та за режимами міського їздового циклу на дорозі, що дозволяє визначати вплив параметрів управління в процесі розгону на показники роботи автомобіля в умовах експлуатації.

Колективна монографія призначена для спеціалістів автомобільного транспорту.

УДК 629.113

