

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ЗНИЖЕННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА І ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ АВТОМОБІЛЯМИ.....	9
1.1. Режими роботи автомобільних двигунів в експлуатаційних умовах.....	9
1.2. Аналіз досліджень щодо впливу управління автомобілем в умовах експлуатації	14
1.3. Аналіз існуючих пристроїв оптимального керування автомобілями.....	16
1.4. Висновки до розділу	29
РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ УПРАВЛІННЯ АВТОМОБІЛЕМ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ	30
2.1. Використання математичних моделей для визначення витрати палива і шкідливих викидів автомобілями.....	30
2.2. Вибір їздового циклу для дослідження показників автомобіля “Таврія-1102” в режимах разгону.....	32
2.3. Розробка методики визначення оптимальних параметрів управління автомобілем з бензиновим двигуном в експлуатаційних умовах.....	39
2.4. Висновки до розділу	42
РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ ЗА3-1102 “ТАВРІЯ” В ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ.....	43
3.1. Робота двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу на нерухомому автомобілі перед початком руху	46

3.2.	Розгін двигуна автомобіля без зовнішнього навантаження.....	46
3.3.	Розгін автомобіля за буксуючого зчеплення.....	48
3.4.	Розігнання автомобіля при заблокованому зчепленні.	54
3.5.	Рух автомобіля при зміні передачі.....	56
3.6.	Усталений рух автомобіля.....	57
3.7.	Гальмування автомобіля із під'єднаним зчепленням	58
3.8.	Гальмування автомобіля з від'єднаним зчепленням..	59
3.9.	Визначення витрати палива та викидів шкідливих речовин автомобіля.....	60
3.10.	Висновки до розділу	62
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ. ДОСЛІДЖЕННЯ ШКІДЛИВИХ ТА НЕБЕЗПЕЧНИХ ЧИННИКІВ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛЯ.....		
4.1.	Охорона праці.....	63
4.2.	Безпека у надзвичайних ситуаціях	70
4.3.	Висновки до розділу	75
РОЗДІЛ 5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....		
5.1.	Математичне моделювання споживання палива і повітря та джерела шкідливих викидів.....	76
5.2.	Перевірка адекватності математичного моделювання...	81
5.3.	Результати досліджень руху автомобіля в режимах розгону.....	86
5.4.	Дослідження руху автомобіля за їздовим циклом та визначення оптимальних параметрів управління в умовах експлуатації	91
5.5.	Схема приладу для оптимального управління автомобілем в умовах експлуатації.....	96
5.6.	Висновки до розділу	98

ВИСНОВКИ.....	99
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	101

ВСТУП

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 [1].

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 двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ), буде знаходитись в експлуатації ще досить тривалий час.

З року в рік конструкції автомобілів 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 $n_{д}$ 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.

Актуальність теми. 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 [2]. Оптимальним управлінням автомобілем в режимі розгону з боку водія можна покращити паливну економічність на 10...40%. 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.

Мета і задачі досліджень. Метою роботи є покращення паливної економічності та зменшення шкідливих викидів автомобілів з бензиновими двигунами шляхом оптимізації параметрів управління в умовах експлуатації.

Для досягнення вказаної мети в роботі вирішуються такі задачі:

1. Розробка загальної методики визначення оптимальних параметрів управління легковим автомобілем з бензиновим двигуном в експлуатаційних умовах.
2. Уточнення математичної моделі, яка дозволяє визначити вплив параметрів управління на показники легкового автомобіля ЗАЗ-1102 "Таврія" з бензиновим двигуном МеМЗ-245 в експлуатаційних умовах.
3. Експериментальні дослідження щодо визначення показників роботи двигуна, які характеризують його як джерело енергії, споживача палива.

Об'єкт дослідження – вплив параметрів управління автомобілем з боку водія на паливну економічність і шкідливі викиди автомобілів.

Предмет дослідження – параметри управління: положення дросельних заслінок φ_{dp} на кожній передачі та частота обертання двигуна n_d в моменти переходу на вищу передачу автомобіля ЗАЗ-1102-“Таврія” з бензиновим двигуном MeM3-245 в режимах розгону.

Наукова новизна одержаних результатів. Запропонована загальна методика визначення оптимальних значень параметрів управління автомобілем в експлуатаційних умовах, які покращують паливну економічність та зменшують шкідливі викиди (ШВ) автомобіля. Вперше розрахунковими та експериментальними дослідженнями встановлено значний вплив параметрів управління з боку водія на паливну економічність і ШВ автомобілів в експлуатаційних умовах.

Практичне значення одержаних результатів. Вперше отримано оптимальні значення параметрів управління автомобілем ЗАЗ-1102-“Таврія” з бензиновим двигуном MeM3-245 в режимах розгону.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ЗНИЖЕННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА І ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ
АВТОМОБІЛЯМИ

1.1. Режими роботи автомобільних двигунів в експлуатаційних умовах

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 [3-15].

Вивченню енергетичних і економічних показників бензинових двигунів, особливостей процесів формування суміші в змінних режимах присвячені роботи докторів технічних наук: Д.А.Рубця [16], Б.С.Фалькевича [17], Н.К.Кулікова [18], Н.С.Ждановського з співавторами [19], Н.Х.Д'яченка з співавторами [20], та інших. Дослідження ефективних показників бензинових двигунів на стендах, які моделюють експлуатаційні режими, проведені під керівництвом д.т.н. В.М.Архангельського [21]. Вивченню змінних режимів газових двигунів присвячені роботи д.т.н. А.А.Муталібова і О.Д.Мурашова [22, 23]. 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 [5, 6, 10, 11, 14, 24].

За результатами досліджень [5, 25] 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 %.

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 щодо розподілу режимів для різних типів двигунів автомобілів в умовах інтенсивного руху в м. Києві [24]. Як видно з наведених даних, основними за тривалістю для різних ДТЗ є режими розгону.

t,%

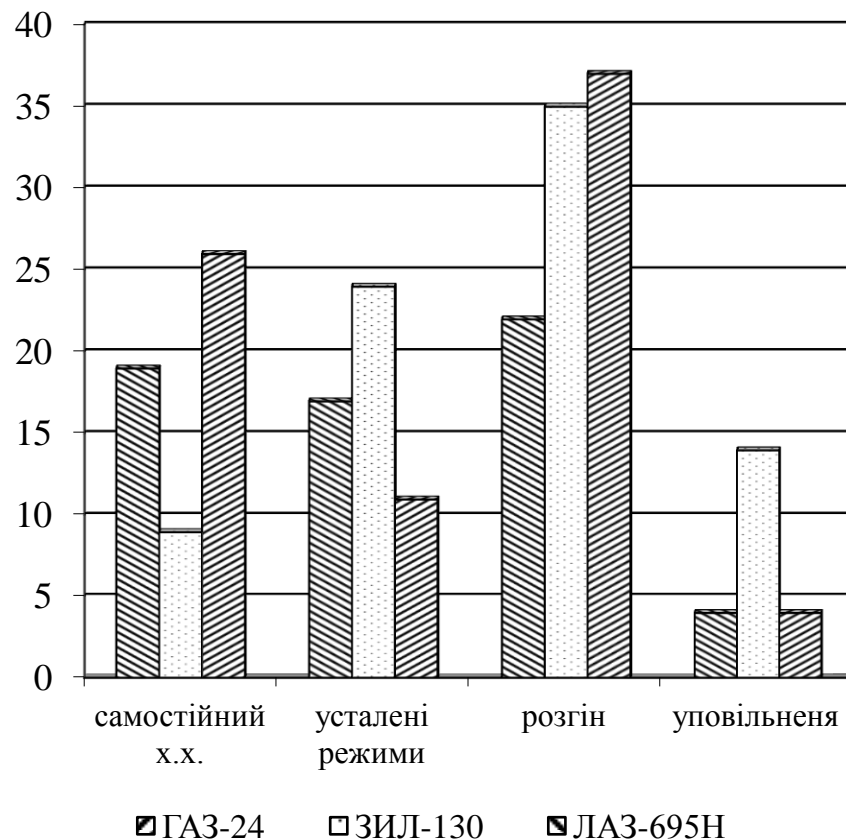


Рис. 1.1 Розподіл режимів роботи бензинових двигунів в умовах інтенсивного руху м. Києва

Вплив неусталених режимів на витрату палива автомобілями аналізується в роботах [26-33]. 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 [27, 33].

Відносні витрата палива та викиди шкідливих речовин автомобілем в умовах експлуатації в місті в найбільш характерних режимах руху наведені в табл. 1.2 [25]. Аналогічні результати отримані в роботі [34].

Таблиця 1.2

Відносні витрата палива та викиди шкідливих речовин при експлуатації автомобіля в місті [25]

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

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 [2, 35] 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 [12, 36-47].

В роботі д.т.н. В.М.Архангельського [48] 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 [49].

В роботі д.т.н. Д.А.Рубцом і к.т.н. В.І.Єроховим [50] 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).

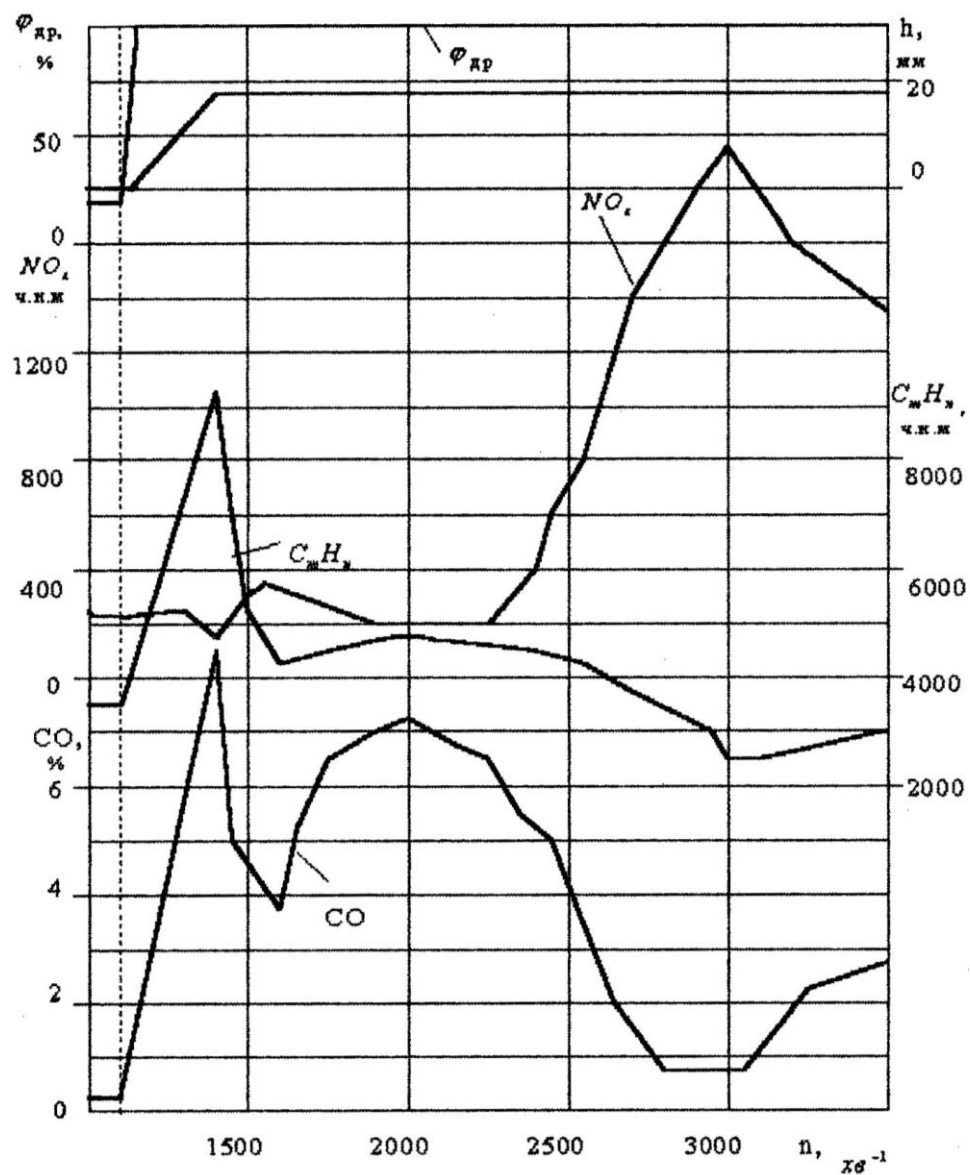


Рис. 1.2. Зміна вмісту токсичних речовин у відпрацьованих газах при розгоні автомобіля [50]

В роботі [51] досліджувались показники роботи двигуна, оснащеного системою впорскування бензину в неусталених режимах. В результаті встановлено, що для нормальних умов експлуатації з прискоренням менше 10c^{-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.

При неусталених режимах роботи бензинового двигуна, спричинених зміною зовнішнього навантаження токсичність відпрацьованих газів (як показують результати досліджень, приведених в роботі [2]) 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 [52]. 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 [2].

Таблиця 1.3

Витрата палива і викиди шкідливих речовин за режимами міського циклу [2].

Режими	Витрата палива, $G_n, \%$	Викиди, %		
		CO	C_mH_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

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.

1.2. Аналіз досліджень щодо впливу управління автомобілем в умовах експлуатації

Аналіз результатів досліджень, проведених в роботах [27, 28, 29, 31, 32, 33, 37, 45] 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 свідчать про необхідність постійного технічного контролю і індивідуальних регулювань автомобілів протягом усього періоду експлуатації. Навіть у випадках застосування на автомобілях нейтралізаторів потрійної дії будь-яка типова несправність автомобіля призводить до значного збільшення викидів оксиду вуглецю, вуглеводнів і перевитрати палива. Завдяки індивідуальному підбору елементів паливної апаратури і її регулювання на конкретному автомобілі можна зменшити витрату палива до 25% [45].

В значній мірі на витрату палива і кількість шкідливих викидів впливає швидкість руху автомобіля. За даними робіт [46] оптимальна швидкість для вітчизняних легкових автомобілів становить близько 60 км/год.

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. Питання полягає в тому, наскільки ефективно використовуються ці можливості (рис.1.3).

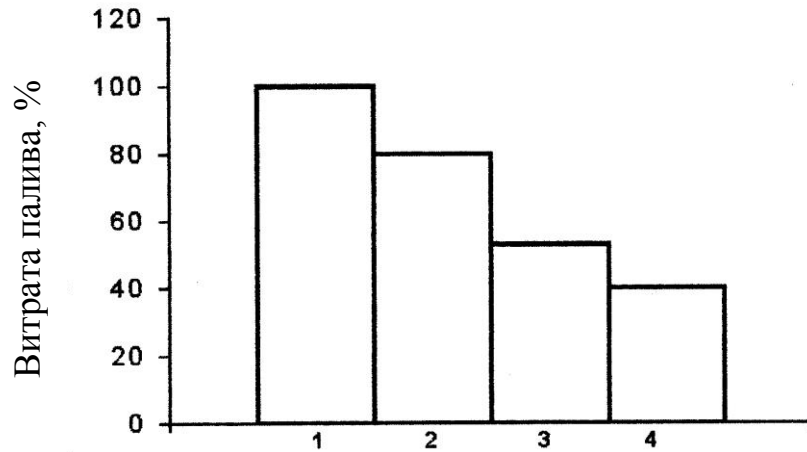


Рис. 1.3. Діаграма відносної витрати палива одного і того ж автомобіля з урахуванням резерву економії:

- 1 – за нормою;
- 2 після індивідуального регулювання автомобіля;
- 3 – в умовах звичайної експлуатації з урахуванням майстерності водія;
- 4 – на змаганнях з економного управління автомобілем.

Різниця у витраті палива при управлінні автомобілем найкращим водієм і найнедосвідченим може становити 10-40%, а якщо автомобіль не тільки справний, а й відрегульований на мінімально можливу витрату палива, а за кермом висококваліфікований водій, то можна розраховувати на 50%-ну економію (рис.1.4)

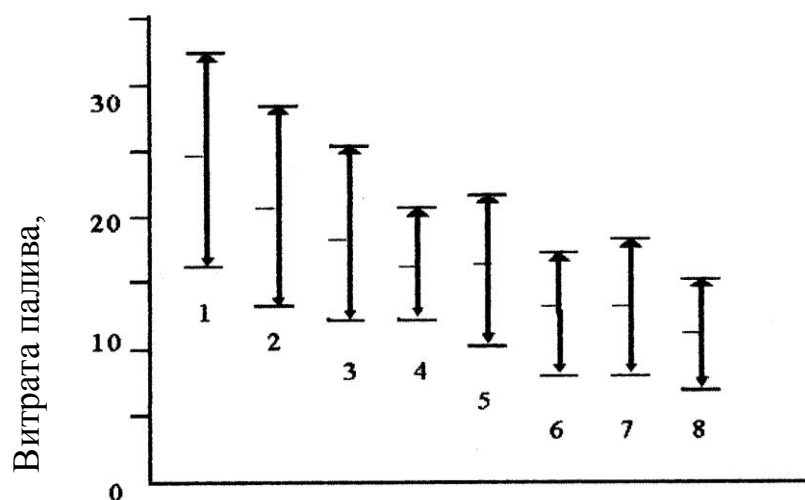


Рис. 1.4. Різниця у витраті палива (з 90% достовірністю) при управлінні автомобілем найкращим і найнедосвідченим водіями

Дослідженнями [45] 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 перемикання передач [29, 46].

В 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-1102 „Таврія”.

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.

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.

Першою в запровадженні рекомендацій щодо оптимального керуванню автомобілем стала, фірма Cummins в 1978 р. Її нові двигуни «Big Cap» економічної серії «Е» 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 колінчатого 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 колінчатого вала і шкали спідометра з виділенням діапазонів швидкостей руху автомобіля на режимі економічного розгону.

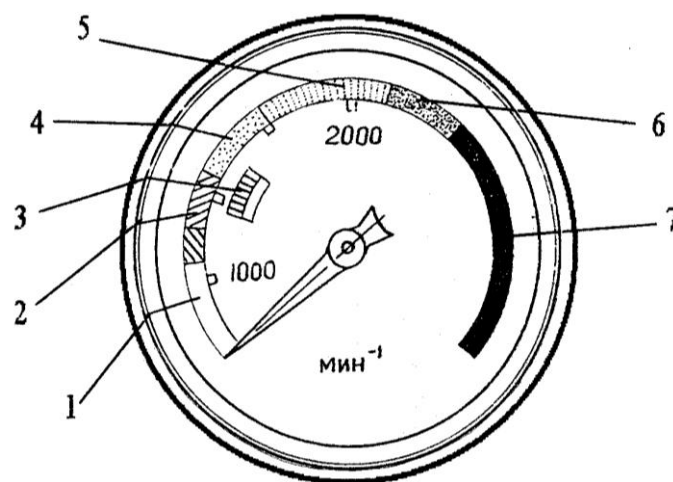


Рис.1.5. Варіант організації шкали тахометра з виділенням діапазонів частот обертання колінчатого вала:

- 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

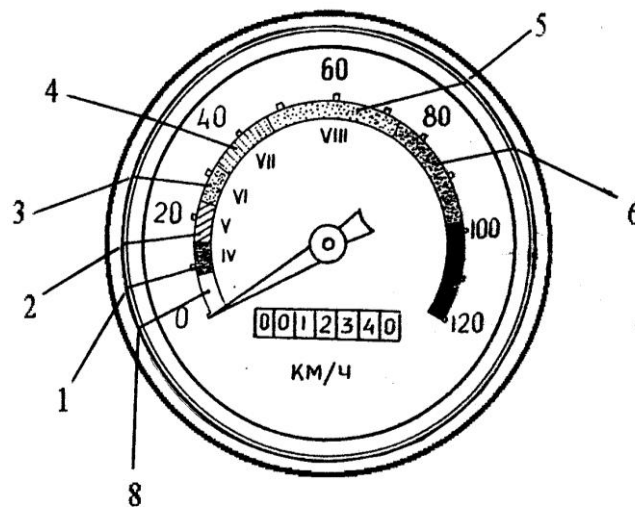


Рис. 1.6. Варіант організації шкали спідометра з виділенням діапазонів швидкостей руху автомобіля в режимі економічного розгону:

- 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 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).

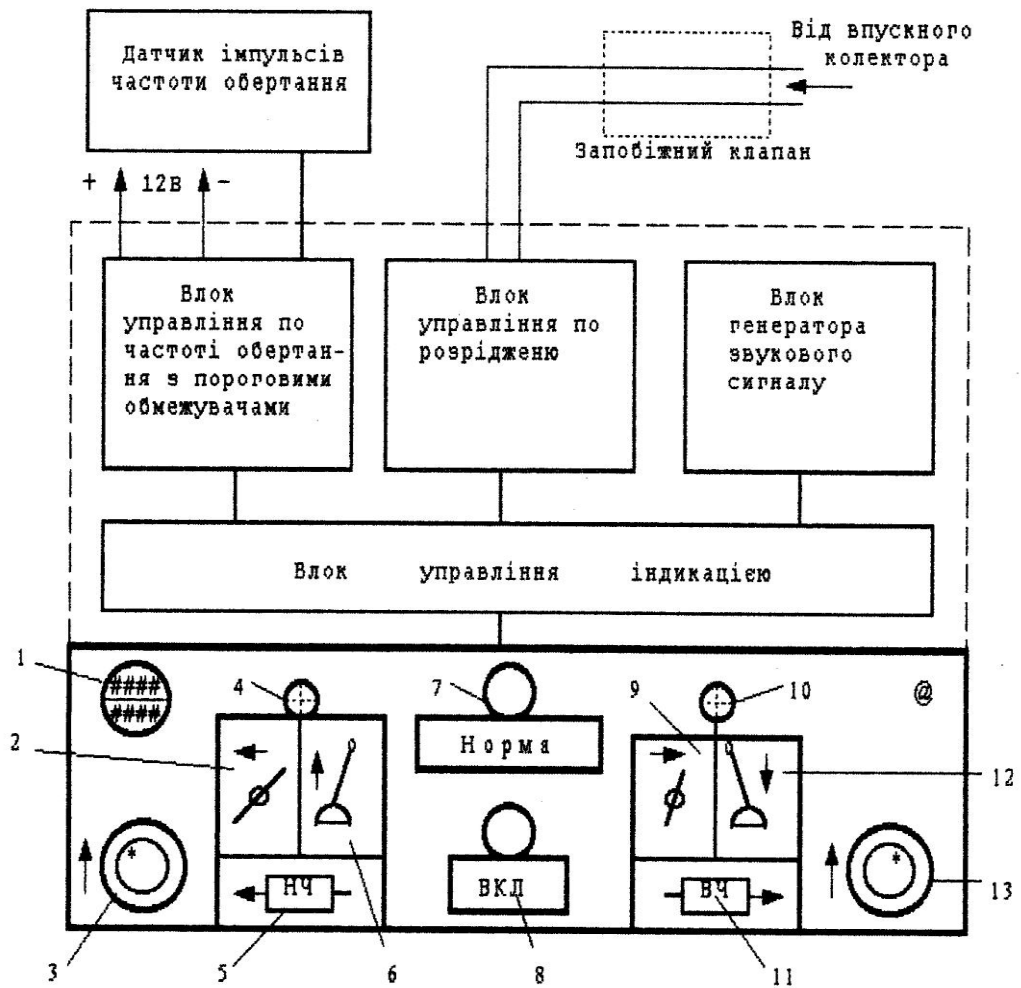


Рис. 1.17. Схема економетра ЕКМ:

- 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.

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 [45].

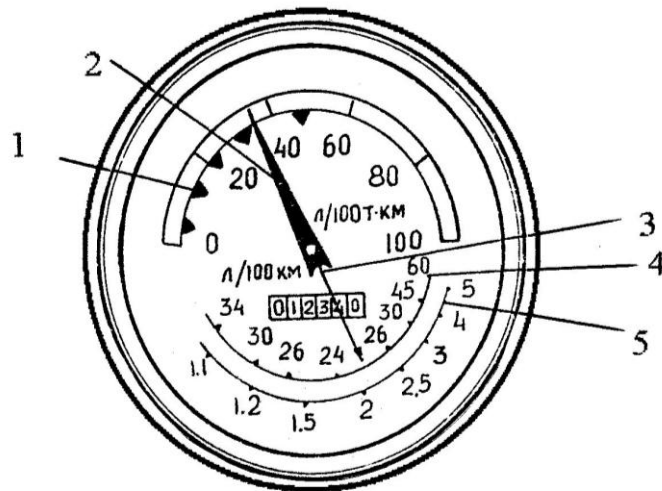


Рис. 1.8. Шкала спідометра-витратоміра:

- 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 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.

В 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.

Державтотрансдідпроектком 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 %.

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.

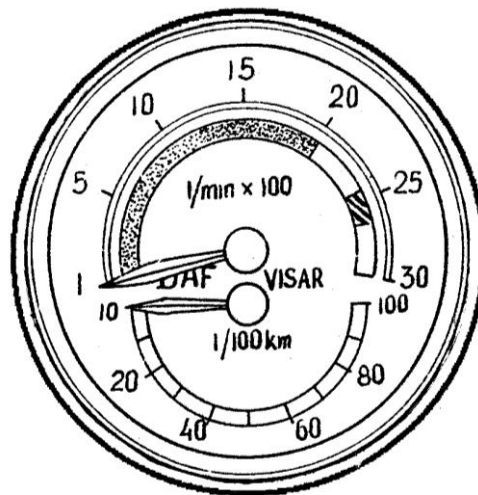


Рис.1.9. Шкала приладу витрати палива системи «Visar» фірми DAF

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.

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.

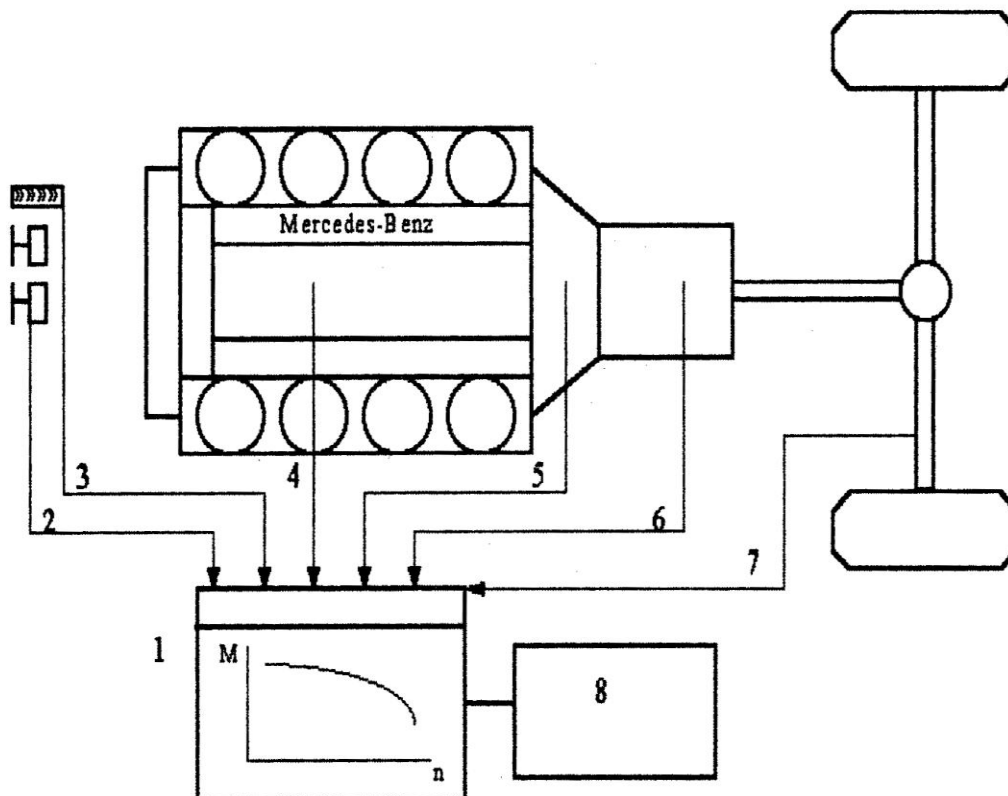


Рис. 1.10. Схема системи управління витратою палива “Ecometer”:

- 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).

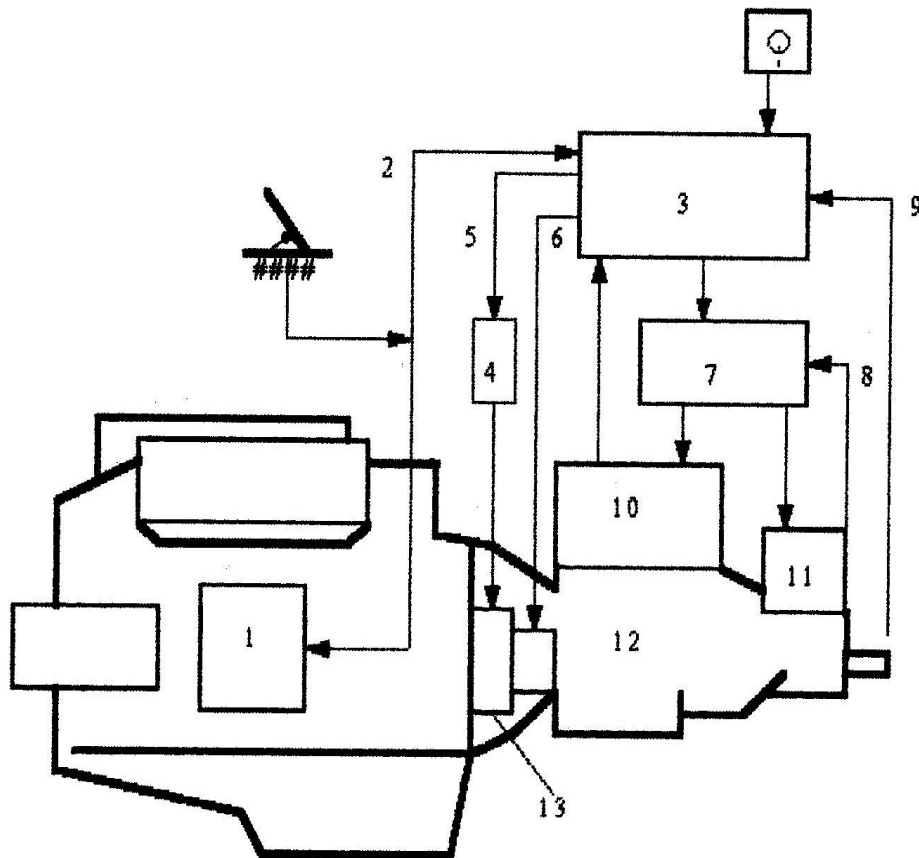


Рис. 1.11. Схема системи управління фірми "Eaton":

- 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 «ECM», модуля «EDU», що керує системою і програмованої пам'яті «PROM». Використання системи значно покращило економічні і токсичні характеристики двигунів (рис.1.12).

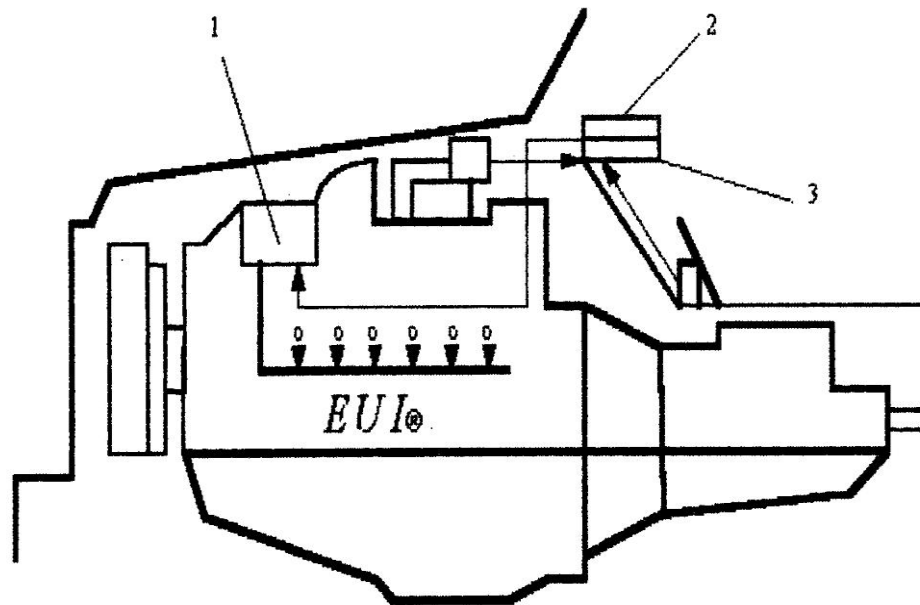


Рис. 1.12. Схема електронної системи управління компанії «DDEC»:

- 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.

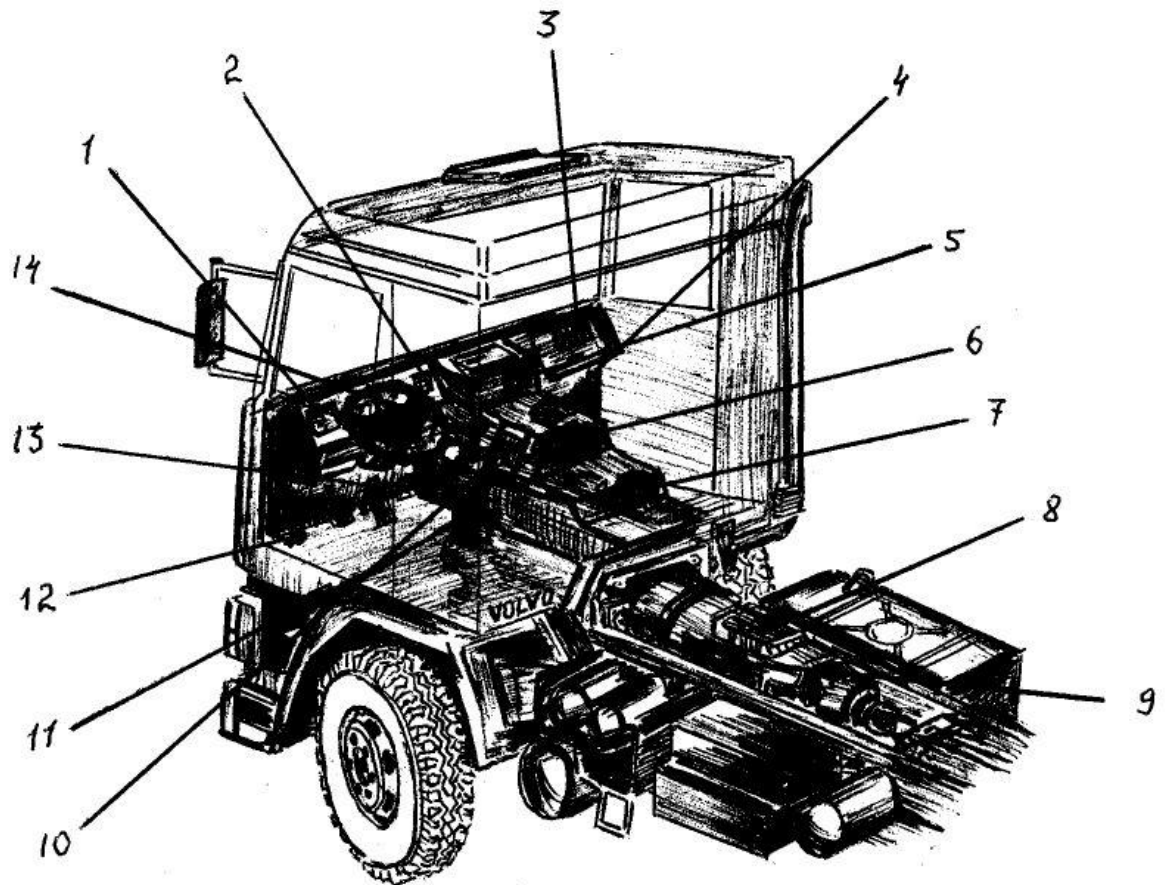


Рис. 1.13. Схема автоматичної коробки передач «Geartronic» фірми «Volvo»:

- 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 – вимикач моторного гальма;
- 13 – датчик педалі керування подачею палива;
- 14 – важіль переключення передач.

Аналогічні системи розроблені і іншими фірмами: Eaton, Zf, Lucas, Dana-Spicer і др. 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.

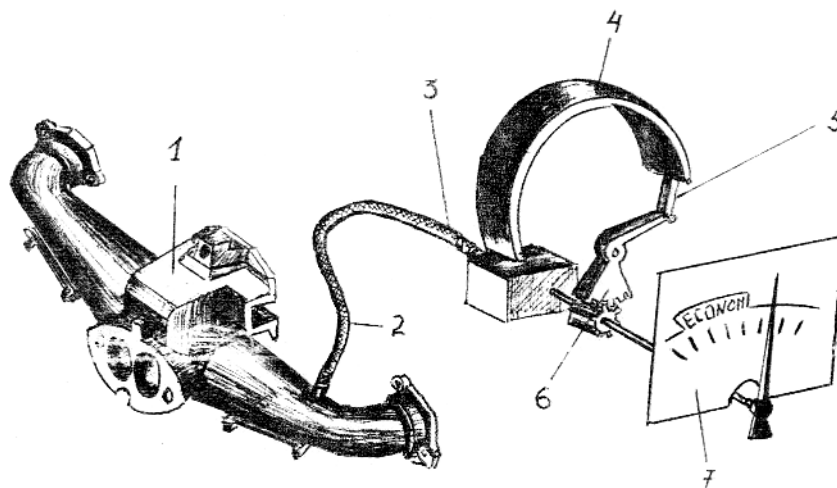


Рис.1.14. Схема вакуумно-механічного економетра:

- 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).

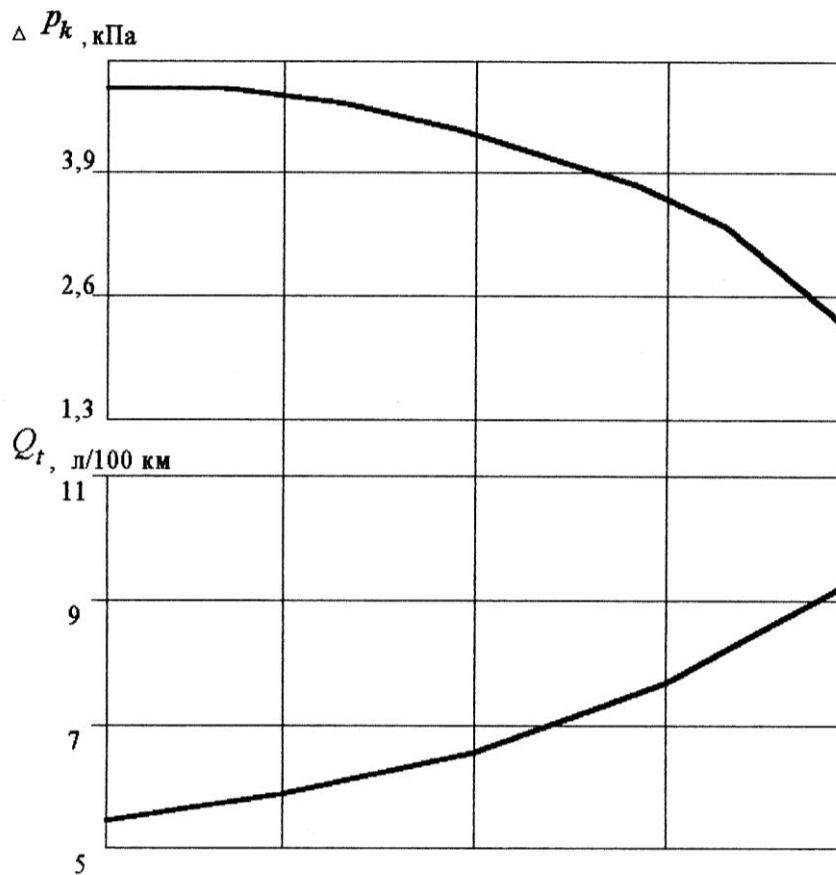


Рис. 1.15. Залежність величини розрідження у впускному трубопроводі і витрати палива.

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. [25, 103]. На рис.1.16, 1.17 показані варіанти розташування шкали економетра на панелі приладів автомобілів ВАЗ-2108 (Росія) і BMW (Німеччина).

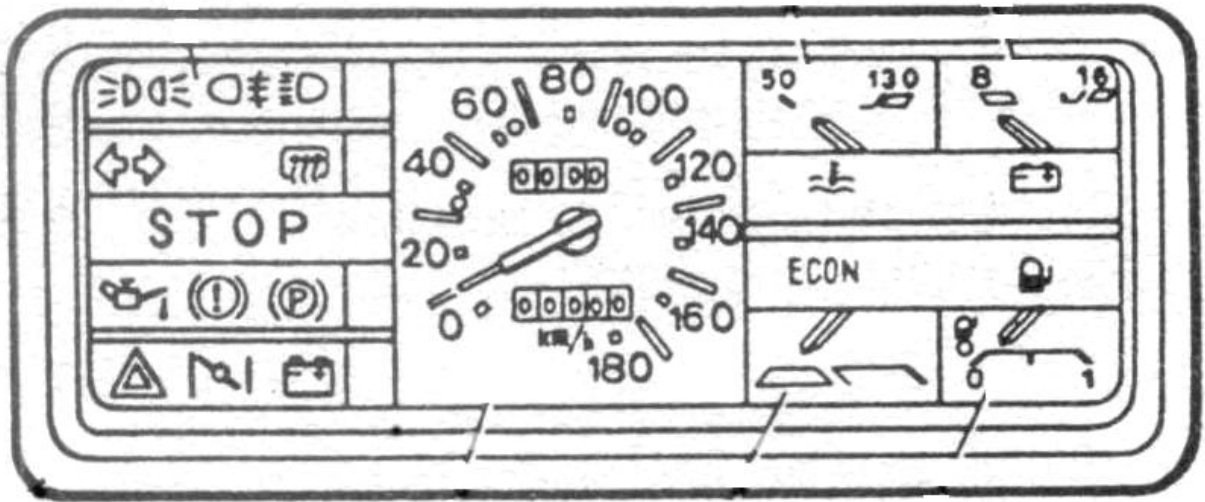


Рис. 1.16. Варіант розташування шкали економетра на автомобілі ВАЗ 2108 (Росія)

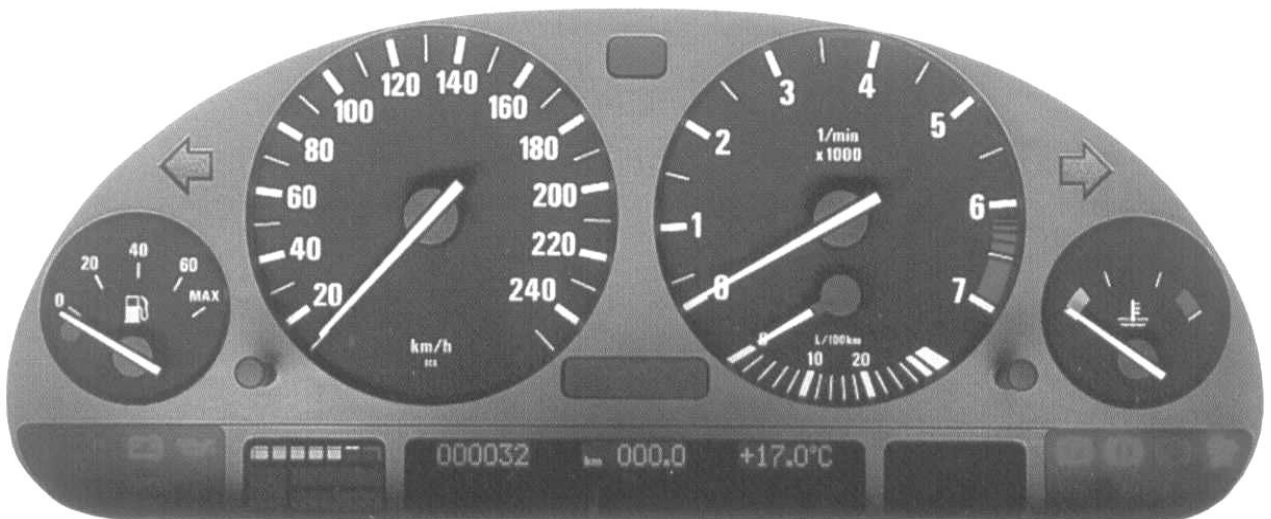


Рис. 1.17. Варіант розташування шкали економетра на автомобілі BMW (Німеччина)

1.4. Висновки до розділу

1. 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.

2. 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.

3. 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.

4. В літературних джерелах не виявлено досліджень, спрямованих на визначення оптимальних значень параметрів процесу розгону, що впливають на витрату палива та шкідливі викиди автомобіля ЗАЗ-1102 “Таврія”. Отже дослідження з метою визначення оптимальних режимів керування автомобілем ЗАЗ-1102 з бензиновим двигуном МеМЗ-245 представляють практичний інтерес.

5. 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.

РОЗДІЛ 2

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ УПРАВЛІННЯ
АВТОМОБІЛЕМ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

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 [11, 24, 52].

Разом з цим, у режимах розгону можлива оптимізація витрати палива та шкідливих викидів з боку водія шляхом вибору оптимальних параметрів управління автомобілем. Під час руху з усталеною швидкістю основним параметром, що впливає на паливну економічність і викиди шкідливих речовин, є вибрана водієм передача.

Параметри, на які водії можуть впливати в процесі розгону є: швидкість $V_{др}$ та кут відкриття дросельних заслінок $\varphi_{др}$ на кожній передачі, час перемикання передач $t_{ск}$ і частота обертання двигуна $n_{д}$ 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 [24]. Отже, параметри які необхідно визначити, щоб отримати оптимальні показники по токсичності та паливній економічності, є положення дросельних заслінок карбюратора $\varphi_{др}$ на кожній передачі, частота обертання колінчатого вала двигуна $n_{д}$ 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.

Тому в останній час все більше поширюються розрахункові методи визначення необхідних параметрів із застосуванням математичних моделей, які описують рух автомобіля в різних режимах.

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 [52].

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

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.

2.2. Вибір їздового циклу для дослідження показників автомобіля «Таврія-1102» 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-1102 «Таврія» 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.

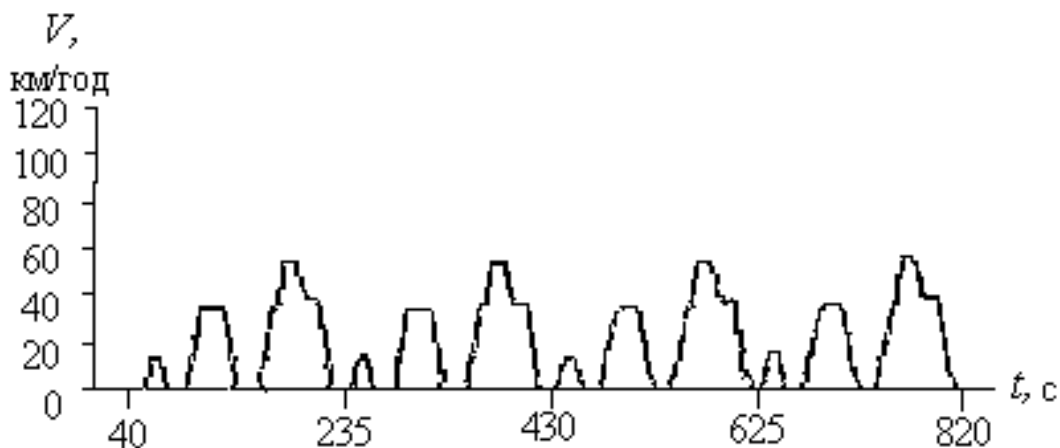


Рис.2.1. Європейський міський випробувальний цикл

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.

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).

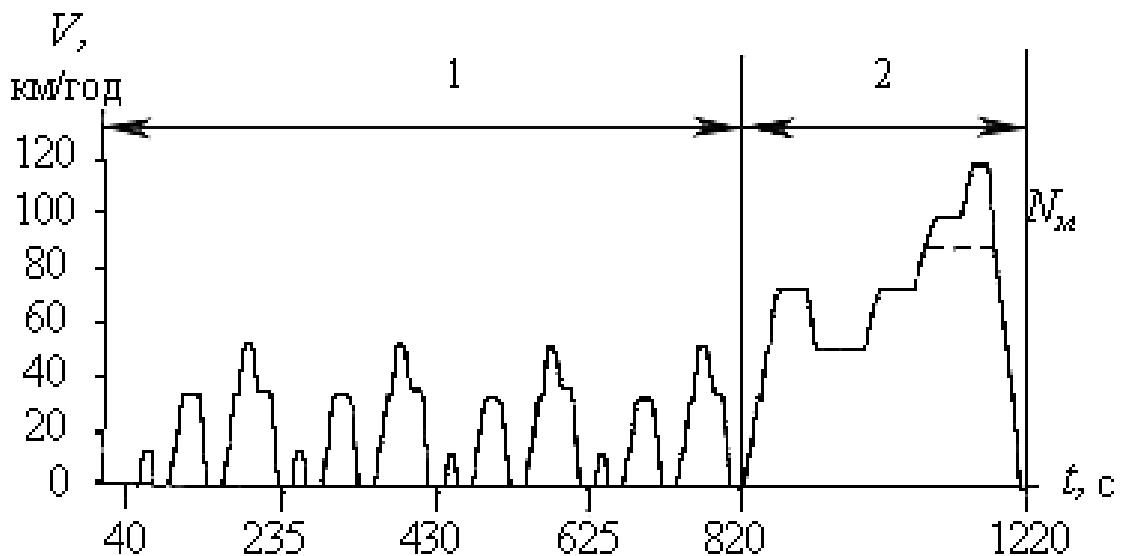


Рис. 2.2. Модернізований європейський міський випробувальний цикл:

- 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.

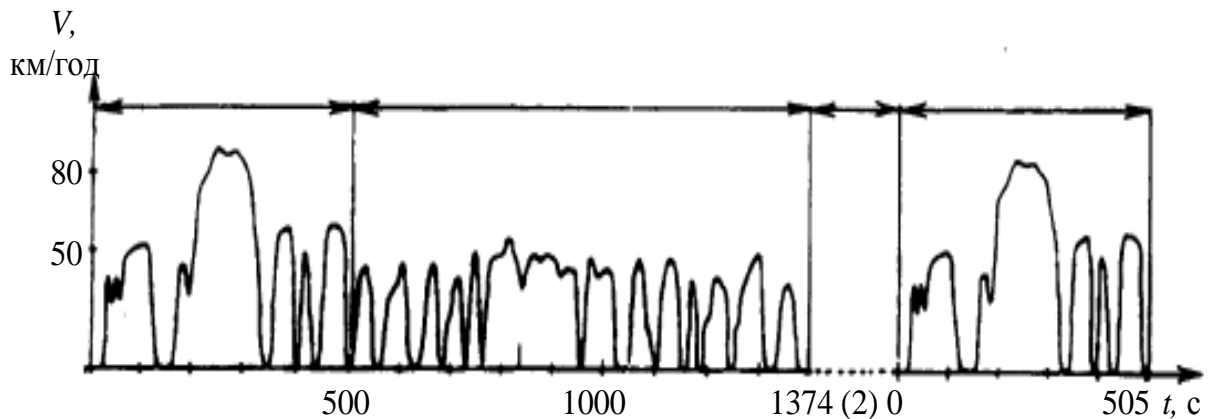


Рис. 2.3. Міський федеральний випробувальний цикл США

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.

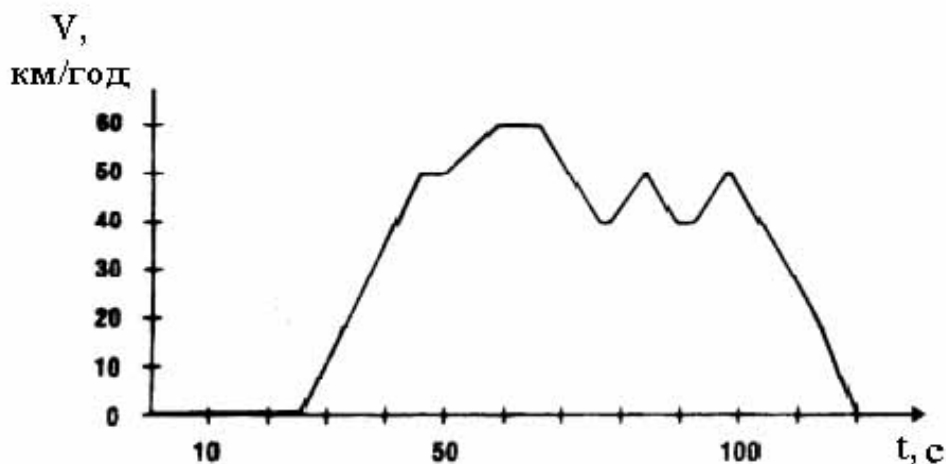


Рис. 2.4. Одинадцятирежимний їздовий цикл (Японія)

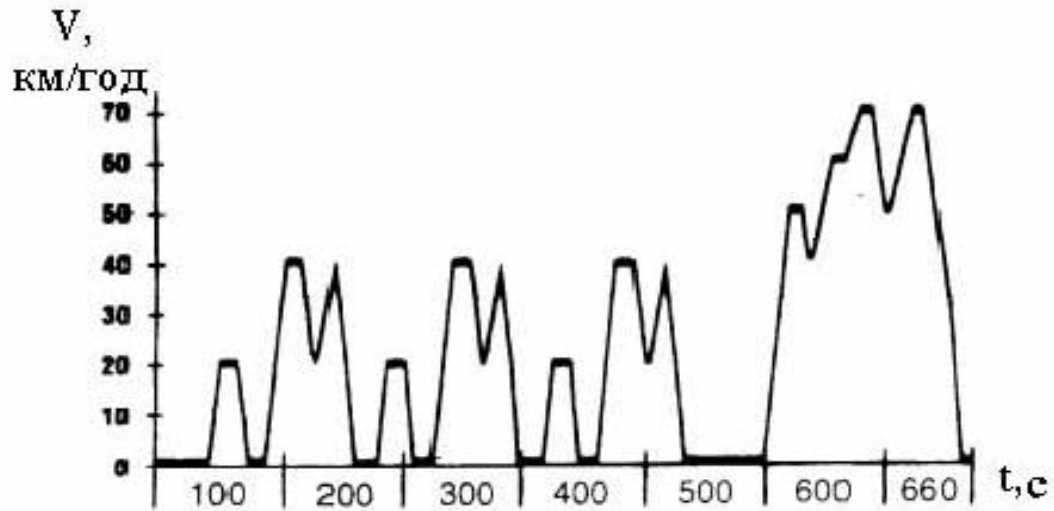


Рис. 2.5. 10-15-режимний їздовий цикл (Японія)

У країнах колишнього СРСР на всі ДТЗ (за ГОСТ АТЗ), за винятком позадорожніх, поширюється чинність ГОСТ 20306-90 "Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний" [52].

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 ЄЕК ООН. Цей стандарт має чинність і на території України.

За ГОСТ 20306-90 випробування здійснюють 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.
2. Магістральний цикл на дорозі для вантажних автомобілів та 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-1102 «Таврія», який є основним об'єктом розрахункових досліджень, керувалися

вимогами ГОСТ 20306-90 для даного класу, типу автомобіля, 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 [11, 21, 52], 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.

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.

1	2	3
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.
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

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.

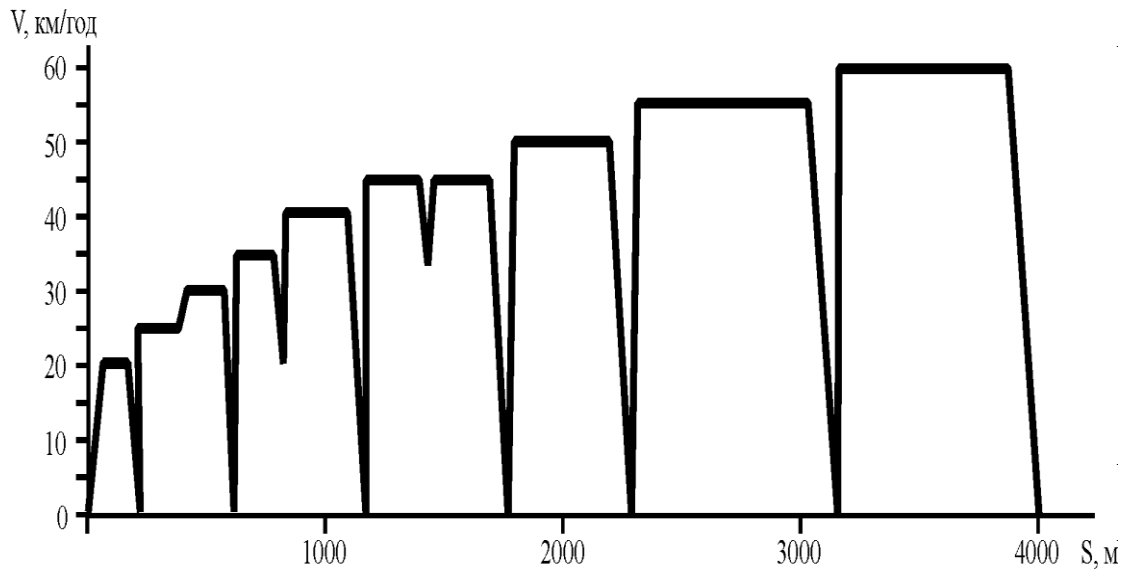


Рис.2.6. Схема їздового циклу, що імітує рух легкового автомобіля в місті згідно ГОСТ 20306-90

Як видно з описання режимів випробувального циклу, він повністю відтворює експлуатаційні умови, тобто: рушання 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 АТЗ до повної зупинки з використанням робочої гальмової системи, робота двигуна АТЗ в режимі мінімальної частоти обертання самотійного холостого ходу (імітація очікування зеленого світла світлофора на перехресті).

Крім того, слід відзначити, що у вибраному випробувальному циклі [52] 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 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, [24] розробляється математична модель руху автомобіля за вибраним їздовим циклом з внесенням відповідних змін, що враховують особливості циклу двигуна MeM3-245 і автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» (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 випробувань, 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-1102 “Таврія” в різних режимах руху, змінюючи φ_{dp} та частоту в моменти перемикавання n_d , визначається їх вплив на паливну економічність та екологічні показники автомобіля (блок 7).

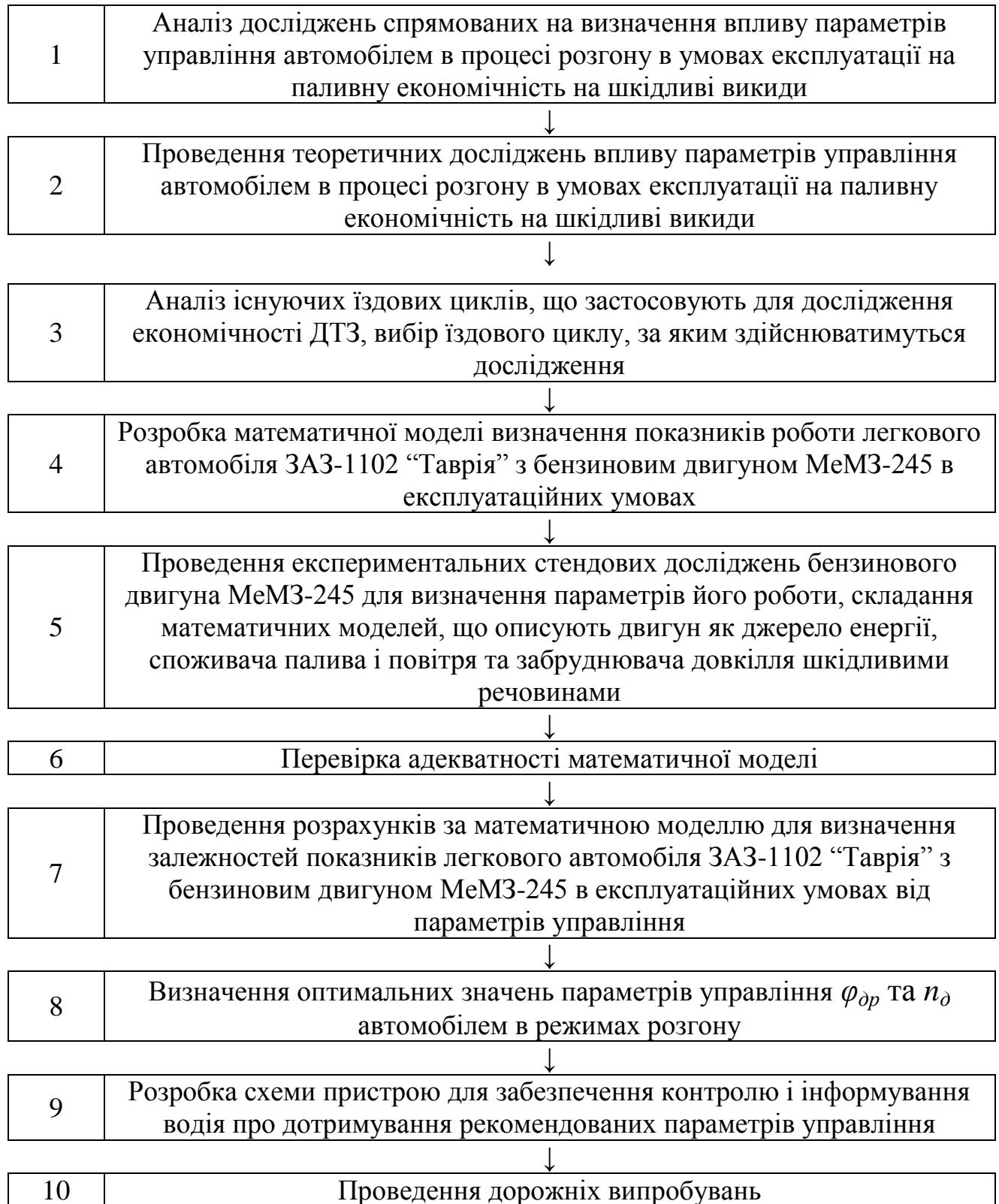
Аналізуючи отримані дані, можна визначити оптимальні параметри управління, які необхідно витримувати водію ЗАЗ-1102 “Таврія” в реальних умовах експлуатації, щоб суттєво збільшити паливну економічність і зменшити викиди шкідливих речовин. В той же час в прийнятних межах мають знаходитись і такі параметри, 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-1102 “Таврія” 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:



2.4. Висновки до розділу

1. Параметри які необхідно визначити, щоб отримати оптимальні показники по токсичності та паливній економічності, є положення дросельних заслінок карбюратора φ_{dp} на кожній передачі, частота обертання колінчатого вала двигуна n_d в момент перемикання передач та вибрана водієм передача при русі з усталеною швидкістю. Інші параметри управління практично не впливають на показники руху.

2. 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-1102 «Таврія» в умовах експлуатації.

3. Розроблена методика дозволяє за тягово–експлуатаційними, екологічними показниками 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

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЛЕГКОВОГО
АВТОМОБІЛЯ ЗАЗ-1102 “ТАВРІЯ” В ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ

При проведенні розрахункових досліджень за основу була прийнята математична модель, розроблена на кафедрі “Двигуни і теплотехніка” Національного транспортного університету [24] з внесенням відповідних змін, що враховують особливості двигуна MeM3-245 і автомобіля ЗАЗ-1102 “Таврія” та міського їздового циклу на дорозі для АТЗ з повною масою до 3,5 т [52]. 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 передач, час перемикання передач, 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.

Математична модель для дослідження автомобіля за таким їздовим циклом ще розроблена.

Характерні режими вибраного їздового циклу розглянемо за його фрагментом в діапазоні 600...1100 м, показаному на рис. 3.1. Цифри вказують режим, в якому працює автомобіль. В режимі переключення передач (режим 5) цифри в дужках показують зміну передач.

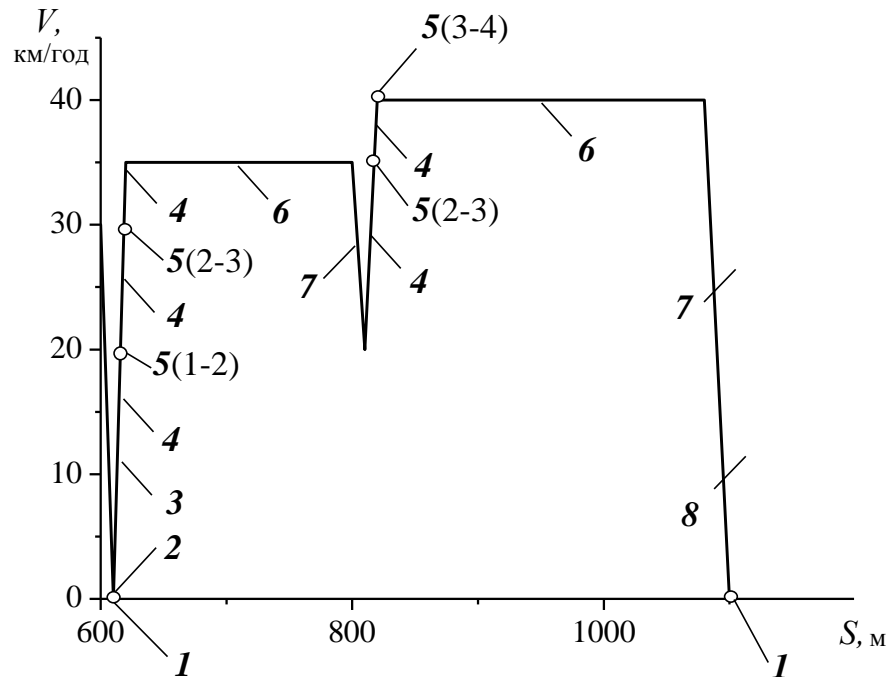


Рис. 3.1. Фрагмент міського їздового циклу на дорозі для АТЗ з повною масою до 3,5 т

Характерні режими руху автомобіля за їздовим циклом для приведенного фрагменту:

- 1 Робота двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу на нерухомому автомобілі перед початком руху;
- 2 Розгін двигуна автомобіля без зовнішнього навантаження.
- 3 Розгін автомобіля за буксуючого зчеплення;
- 4 Розігнання автомобіля при заблокованому зчепленні;
- 5 Рух автомобіля при зміні передач;
- 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_{∂} і навантажувальний $\varphi_{\partial p}$ режими в процесі виконання показаного на рис. 3.1 фрагменту їздового циклу.

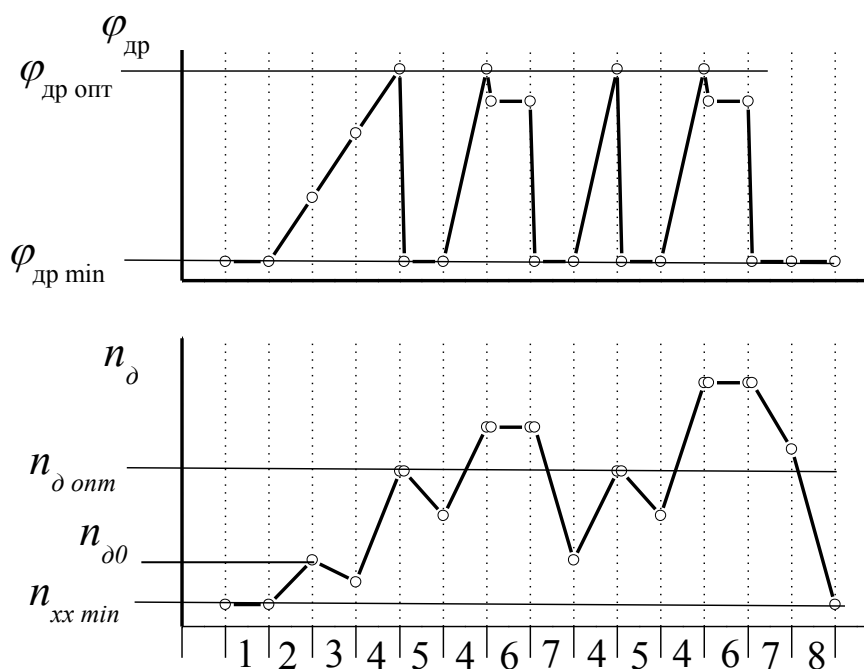


Рис. 3.2. Зміна в часі показників двигуна, що характеризують його швидкісний n_{∂} і навантажувальний $\varphi_{\partial p}$ режими

Двигун, як споживач палива, повітря і джерело шкідливих викидів описується математичними залежностями цих показників від відкриття дросельних заслінок $\varphi_{\partial p}$ і частоти обертання колінчастого вала n_{∂} . Але більш точно, за результатами стендових випробувань, двигун можна описати в вигляді, залежностей показників від частоти обертання n_{∂} і розрідження за

дросельними заслінками Δp_k . Останній параметр визначається положенням дросельних заслінок φ_{dp} і частотою обертання n_d .

3.1. 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 $n_d = n_{xxmin}$. кут відкриття дросельних заслінок $\varphi_{dp} = \varphi_{drmin}$. Показники роботи двигуна визначаються експериментально.

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

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

$$\frac{dn_d}{dt} = M_k(\varphi_{dp}, n_d) \frac{30}{I_{dp}}, \quad (3.1)$$

де I_d – момент інерції двигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$\frac{dn_d}{dt}$ – прискорення колінчастого валу двигуна, $\text{хв}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$;

$M_k(\varphi_{dp}, n_d)$ – ефективний крутний момент двигуна, Н·м.

Процес розгону в режимі холостого ходу нетривалий у часі, кут відкриття φ_{dp} дросельних заслінок малий, а швидкість відкриття дросельних V_{dp} 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_{dp} визначається за залежністю:

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

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

V_{dp} — швидкість відкриття дросельних заслінок, %/с;

t — час відкриття дросельних заслінок, с.

Швидкість відкриття дросельних заслінок V_{dp} може прийматися сталою ($V_{dp} = \text{const}$) 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

$$\varphi_{dp} = c \cdot (n_{d0} - n_{xx min}), \quad (3.3)$$

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

n_{d0} — 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.

3.3. 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, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$M_{зч}$ – момент тертя зчеплення, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

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, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$M_{оп}$ – момент опору руху автомобіля, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Момент інерції маси автомобіля визначається за залежністю

$$I_{AII} = \frac{(m_0 + m_6) \cdot r_K^2}{U_i^2 \cdot U_p^2} + \sum_{i=1}^n \frac{I_{Ki}}{U_i^2 \cdot U_p^2}, \quad (3.6)$$

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_6 – 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 [24].

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

де $\varphi_{\partial p}^K$ — кінцеве положення дросельних заслінок, град;

$\varphi_{\partial p}^П$ — початкове положення дросельних заслінок, град;

$\varphi_{\partial p}$ — поточне значення кута відкриття дросельних заслінок,

$\varphi_{\partial p} \in [\varphi_{\partial p}^П; \varphi_{\partial p}^K]$.

Задачу зведено до визначення $M_K(\varphi_{\partial p})$. Залежність $M_K(\varphi_{\partial p})$ 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

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

де a_0, a_1 – дослідні коефіцієнти;

Δp_K – 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_{DP} дросельних заслінок двигуна в часткових навантажувальних режимах ДВЗ описується поліномом:

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

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

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

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

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

$$M_{зч_{max}} = \beta \cdot M_{K_{max}}, \quad (3.15)$$

де β — коефіцієнт запасу зчеплення;

$M_{K_{max}}$ — максимальний крутний момент двигуна, Н·м.

У період відкриття дросельних заслінок справджується умова

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

де t_{XX} – час розігнання двигуна в режимі холостого ходу від $n_{XX \min}$ до $n_{зад}$, с;

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

Час відкриття дросельних заслінок на i -й передачі t_{opi} визначається за залежністю:

$$t_{opi} = \frac{\varphi_{opi} - \varphi_{зadi}}{v_{op}}, \quad (3.17)$$

де φ_{opi} – кінцеве значення кута відкриття дросельних заслінок на i -й передачі, %;

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

Після закінчення відкриття дросельних заслінок виконується умова

$$t - t_{XX} > t_{op}, \quad (3.18)$$

де t_{XX} – час розігнання двигуна в режимі холостого ходу від $n_{XX \min}$ до $n_{зад}$, с;

t_{op} – 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

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

де n_{∂} – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} ;

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

Швидкість руху автомобіля визначається за формулою

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

де $n_{зч}$ — частота обертання зчеплення, хв^{-1} ;

r_K — радіус кочення колеса, м.

3.4. 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, кг·м²;

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.Яковлєвим [24]

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

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

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

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

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

v_{dp} — швидкість відкриття дросельних заслінок, %/с;

t — час відкриття дросельних заслінок, с.

3.5. Рух автомобіля при зміні передачі (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

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

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

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

де k — дослідний коефіцієнт;

n_D — 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

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

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

$$I_D \cdot \frac{dn_D}{n_D} = -k \cdot \frac{30}{\pi} \cdot dt. \quad (3.32)$$

Інтегруємо

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

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

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

Після перетворень для i -ї передачі отримуємо

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

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.

3.6. Усталений рух автомобіля (ділянка 6 їздового циклу)

Крутний момент за руху автомобіля з постійною швидкістю визначається за рівнянням

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

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

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

де V_a — швидкість руху автомобіля, м/с;

3.7. 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, ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$).

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

3.8. 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

$$V = V_0 - j \cdot t_r, \quad (3.40)$$

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

j — задана величина сповільнення м/с²;

t_r — 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

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

де $n_{\partial ki}$ — початкова частота обертання колінчастого валу двигуна (у момент початку гальмування), хв^{-1} ;

j — прискорення гальмування автомобіля, м/с^2 ;

t_r — час гальмування, с.

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

3.9. 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:

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

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_∂ .

$$\begin{aligned}
 CO &= (d_0 + d_1 \Delta p_k + d_2 n_\partial + d_{11} \Delta p_k^2 + d_{22} n_\partial^2 + d_{12} \Delta p_k n_\partial) \frac{21 - 20K}{21 - 20\alpha}; \\
 CH &= (k_0 + k_1 \Delta p_k + k_2 n_\partial + k_{11} \Delta p_k^2 + k_{22} n_\partial^2 + k_{12} \Delta p_k n_\partial) \frac{6 - 5K}{6 - 5\alpha}; \\
 NO_x &= (m_0 + m_1 \Delta p_k + m_2 n_\partial + m_{11} \Delta p_k^2 + m_{22} n_\partial^2 + m_{12} \Delta p_k n_\partial) \frac{2,1K - 1,6}{2,1\alpha - 1,6}; \\
 CO_2 &= (h_0 + h_1 \Delta p_k + h_2 n_\partial + h_{11} \Delta p_k^2 + h_{22} n_\partial^2 + h_{12} \Delta p_k n_\partial) \frac{1,17K - 0,17}{1,17\alpha - 0,17}; \\
 G_n &= (c_0 + c_1 \Delta p_k + c_2 n_\partial + c_{11} \Delta p_k^2 + c_{22} n_\partial^2 + c_{12} \Delta p_k n_\partial); \\
 G_{nos} &= e_0 + e_1 \Delta p_k + e_2 n_\partial + e_{11} \Delta p_k^2 + e_{22} n_\partial^2 + e_{12} \Delta p_k n_\partial, \\
 \text{де } K &= \alpha_y / (1 + 3,6 \Delta G_n / (\Delta t_n G_n)).
 \end{aligned} \tag{3.43}$$

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

$$\begin{aligned}
 CO &= d_{II0} + d_{II1} n_\partial + d_{II2} n_\partial^2; \\
 CH &= k_{II0} + k_{II1} n_\partial + k_{II2} n_\partial^2; \\
 CO_2 &= h_{II0} + h_{II1} n_\partial + h_{II2} n_\partial^2; \\
 NO_x &\approx 0.
 \end{aligned} \tag{3.44}$$

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

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

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

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

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

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

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

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

3.10. Висновки до розділу

Уточнено математичну модель з внесенням відповідних змін, що враховують особливості двигуна MeM3-245 і автомобіля ЗАЗ-1102 “Таврія”. На відміну від моделей створених раніше дана математична модель описує рух автомобіля в різних режимах руху і 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, величину шкідливих викидів і визначити їх оптимальну величину.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ. ДОСЛІДЖЕННЯ ШКІДЛИВИХ ТА НЕБЕЗПЕЧНИХ ЧИННИКІВ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛЯ

4.1. Охорона праці

Аналіз стану питання. У всіх відомих видах трудової діяльності людина піддається впливу різних за своєю природою факторів виробничого середовища і самого трудового процесу. Багато з них присутні і в житловій сфері, і в міському середовищі. З позицій методології нормування факторів захисту людини від їх впливів прийнято розділяти чинники на дві групи - шкідливі і небезпечні. Визначення небезпечного і шкідливого фактора стосовно виробничому середовищі наведені в ГОСТ 12.0.002-80 [53].

Небезпечним виробничим фактором є такий фактор виробничого процесу, вплив якого на працюючого приведе до травми або різкого погіршення здоров'я.

Шкідливі виробничі фактори - це несприятливі фактори трудового процесу або умов навколишнього середовища, які можуть вплинути на здоров'я й працездатність людини. Тривалий вплив на людину шкідливого виробничого фактора приводить до захворювання.

Шкідливий виробничий фактор може стати небезпечним залежно від рівня й тривалості впливу на людину.

У відповідності зі стандартом " ДЕРЖСТАНДАРТ 12.1.0.003-74 ССБТ. Небезпечні й шкідливі виробничі фактори. Класифікація" небезпечні й шкідливі виробничі фактори підрозділяються по природі дії на наступні групи: - фізичні; - хімічні; - біологічні; - психофізіологічні.

Постановка задачі. У зв'язку з поставленою темою треба розглянути чинники, які створюють небезпечні умови для водіїв, пасажирів, обслуговуючого персоналу та ін., що приймають участь у експлуатації

автотранспортного засобу(АТЗ); розглянути вимоги до безпеки автомобілів, щодо впливу шуму та вібрації на людину.

Матеріали дослідження При експлуатації АТЗ найбільш актуальні фізичні й психофізичні групи небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Фізичні небезпечні й шкідливі виробничі фактори підрозділяються на наступні підгрупи:, рухливі машини й механізми; незахищені рухливі елементи виробничого встаткування; підвищена запиленість і загазованість повітря кабіни автопоїзда; підвищена або знижена температура кабіни трактора; підвищений рівень шуму на робочім місці; підвищений рівень вібрації; знижена або підвищена вологість повітря; підвищена або знижена рухливість повітря; відсутність або недолік штучного світла при навантаженні; підвищена яскравість світла.

Психофізичні небезпечні й шкідливі виробничі фактори викликають перевантаження, які по характеру дії підрозділяються на фізичні й нервово-психічні.

Фізичні перевантаження підрозділяються на статичні, динамічні, гиподинамічні. Причинами нервово-психічних перевантажень можуть бути розумова перенапруга аналізаторів, монотонність праці, емоційні перевантаження.

Шумові характеристики й припустимі рівні шуму. Шум, будучи безладною комбінацією звуків різної інтенсивності й частоти, по природі виникнення може бути механічним, аеродинамічним і електромагнітним.

У якості оціночного показника внутрішнього шуму ухвалюється рівень звуку в децибелах, скоректованих по шкалі А за ДСН 3.3.6.037-99.

Припустимі рівні внутрішнього шуму автотранспортних засобів за ГОСТ 51616-2000 наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Автотранспортний засіб	Припустимі рівні звуку, дБА	
	до 01.01.2014	після 01.01.2014
Автомобілі категорії N ₂ , N ₃ (сідельні тягачі, вантажні автомобілі)	82	81
Автомобілі категорії N ₂ , N ₃ (при наявності спального місця)	80	78
<p>Примітка</p> <p>Для автотранспортних засобів підвищеної прохідності категорії M G по ДЕРЖСТАНДАРТ Р 52051 допускається перевищення припустимих рівнів звуку не більше ніж на 2 дба.</p>		

Припустимі рівні внутрішнього шуму автотранспортних засобів

Припустимі рівні зовнішнього шуму автотранспортних засобів за ГОСТ 52231-2004 наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

Автотранспортний засіб	Припустимі рівні звуку, дБА
Автомобілі вантажні категорії N ₂	98
Автомобілі вантажні категорії N ₃	100

Припустимі рівні зовнішнього шуму автотранспортних засобів

Для зниження шуму, що діє на водія автопоїзда, можливі наступні заходи:

- застосування глушителів шуму, що використовують принцип активного й реактивного шумопоглинання;
- поліпшення віброізоляції;

- застосування більш ефективних шумопоглинальних матеріалів для оббивки кабіни;

Вібраційні характеристики й припустимі рівні вібрації

Вібрація - це складний коливальний процес, що виникає при періодичному зсуві центру ваги тіла, або системи тіл від положення рівноваги, а також при періодичній зміні форми тіла, яку воно мало в статичнім положенні. Вібрація виникає при роботі машин і механізмів, що мають неврівноважені обертові або здійснюючі зворотно-поступальний рух вузли й деталі.

Систематичний вплив локальної вібрації викликає вібраційну хворобу із втратою працездатності. Ця хвороба виникає поступово, викликаючи біль в суглобах, судороги пальців, спазми судин.

Загальна вібрація впливає на нервову й серечно - судинну системи, викликає порушення опорно-рухового апарата, шлункового - кишкового тракту.

Вплив вібрації на людину класифікується:

- за способом передачі вібрації на людину;
- по напрямкові дії вібрації;
- по тимчасовій характеристиці вібрації.

Для АТЗ загальні рівні вібрації на робочім місці водія не повинні перевищувати:

а) по корегованих і еквівалентних корегованих значеннях віброприскорення:

по осі Z - 0,56 м/кв. с або 65 дБ, по осях X і Y - 0,4 м/кв. с або 62 дБ;

б) по корегованих і еквівалентних корегованих значеннях віброшвидкості:

по осі Z - 1,1 м/с 10-2 або 107 дБ, по осях X і Y - 3,2 м/с 10-2 або 116 дБ.

Рівні локальної вібрації на важелях і органах керування транспортних засобів не повинні перевищувати:

а) по корегованих і еквівалентних корегованих значеннях віброприскорення по всіх трьом осям (X, Y, Z) - 2,0 м/кв. с або 76 дб;

б) по корегованих і еквівалентних корегованих значеннях віброшвидкості по всіх трьом осям (X, Y, Z) - 2,0 м/с 10-2 або 112 дБ.

Для зниження вібрації, що діє на водія автопоїзда, можливі наступні заходи:

- установка кабіни на спеціальних віброізоляторах;
- використання більш досконалої системи віброізолюючих властивостей сидіння водія;

Робота з керування автомобілем ставиться до розряду, найбільш напружених і стомлюючих форм трудової діяльності. Ця робота протікає в умовах постійної й значної нервовоемоційної напруги, свідомістю та відповідальністю за життя людей і матеріальні цінності. Швидкість реакції й точність робочих рухів водія сучасного автомобіля є найважливішими факторами забезпечення безпеки руху. Ці якості у великому ступені залежать від зручності робочого місця водія, яке повинне створювати сприятливі умови праці й виключати можливість виникнення аварій, викликаних перенапругою при роботі водія.

Вимоги до робочого місця водія регламентуються наступними документами:

ДЕРЖСТАНДАРТ 50866-96. Автотранспортні засоби. Система опалення, вентиляції й кондиціювання. Методи оцінки ефективності й безпеки [54].

Правила по охороні праці на автомобільному транспорті. ПІТ РО-200-01-95 [55].

ГН 2.2.5.686-98. Гранично припустимі концентрації (ГПК) шкідливих речовин у повітрі робочої зони [56].

ДЕРЖСТАНДАРТ 51206-98. Автотранспортні засоби. Зміст шкідливих речовин у повітрі салону й кабіни. Норми й методи визначення [57].

ДЕРЖСТАНДАРТ 12.1.005-88. ССБТ. Загальні санітарно-гігієнічні

вимоги до повітря робочої зони [58].

Із цього випливає що:

Системи вентиляції, опалення, кондиціонування, засобу теплоізоляції повинні забезпечувати підтримку в кабіні (салоні) транспортного засобу параметри мікроклімату, зазначені в таблиці 4.3., не пізніше чому через 30 хвилин після початку безперервного руху транспортного засобу із прогрітим двигуном.

Таблиця 4.3

Сезон року	Тип транспортного засобу	Температура повітря гради. С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря не більш, м/с,
Холодний і перехідний періоди року	Вантажні й автобуси	18...20/17...23	60...40/75	0,2/0,3
Теплий період року	Вантажні й автобуси	21...23/ не більше ніж на 3°C вище середньої температури зовнішнього повітря в 13г. самого жаркого місяця але, не більш 28°C	60...40/ при: 28°C.-не більш55 27 3-С- не більш60 25 3-С- не більш70 24С и нижче – не більш75	0,3/02-05
Примітка. У чисельнику зазначені оптимальні параметри, у знаменнику - припустимі				

Оптимальні й припустимі норми температури, відносної вологості й

швидкості руху повітря в кабіні транспортного засобу

Перепад температури повітря по висоті кабіни не повинен перевищувати 3 град С. Температура внутрішніх поверхонь кабіни не повинна відрізнятися від температури повітря в кабіні більш ніж на 3 град. С.

Кабіна повинна бути обладнана захисними козирками, жалюзі й іншими засобами захисту від сонячної радіації, а також засобами теплозахисту від працюючого двигуна, що забезпечують залишкове теплове опромінення водія від обшивки кабіни - не більш 35 Вт/кв. м, від вікон - не більш 100 Вт/кв. м.

Системи вентиляції, опалення, кондиціонування повітря повинні забезпечувати регулювання повітряних потоків у кабіні транспортного засобу із забезпеченням параметрів по п. 1.1 і усувати запотівання й обмерзання стекол кабіни.

Контроль стану повітряного середовища в кабіні транспортного засобу повинен здійснюватися з урахуванням виду використовуваного палива й концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони водія не повинна перевищувати при роботі двигуна на бензині - вуглеводнів у перерахуванні на 3 - 300 мг/куб. м, окиси вуглецю - 20 мг/куб. м, окислів азоту - 5 мг/куб. м; а також: свинцю - 0,01 мг/куб. м для етилового бензину; метанолу - 5 мг/куб. м, формальдегіду - 0,5 мг/куб. м для метилового бензину або чистого метанолу; акролеїна - 0,2 мг/куб. м для дизельного палива.

Транспортний засіб не повинний допускатися до експлуатації, якщо його кабіна не має передбачених технічною документацією утеплювачів або килимків.

Загальна освітленість у кабіні на рівні щитка приладів повинна бути не менш 10 лк.

Освітленість шкали приладів повинна бути не менш 1,2 лк.

Заходи щодо нормалізації небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Для забезпечення відповідних вимог по мікроклімату проводять наступні заходи:

- у теплу пору року кабіна обладнається регульованою системою вентиляції, що забезпечує необхідну швидкість повітряного потоку в зоні подиху оператора залежно від температури повітря на робочім місці;
- поліпшення герметизації й теплоізоляції кабіни;
- кабіна повинна мати регульовану систему обігріву для забезпечення необхідного мікроклімату на робочім місці;
- застосування сучасних систем кондиціонування й очищення повітря, що надходить у кабіну.

4.2. Безпека у надзвичайних ситуаціях

Основні принципи й способи захисту населення.

Захист населення від зброї масового ураження – одна з головних завдань цивільної оборони. Обсяг і характер захисних заходів визначаються особливостями окремих районів і об'єктів, а також імовірної-обстановки, яка може зложитися в результаті застосування супротивником ядерного, хімічного, бактеріологічного (біологічного) зброї й інших засобів нападу. Плануються й проводяться в комплексі три основні способи захисту:

- укриття населення в захисних спорудженнях;
- розосередження в заміській зоні робітників та службовців підприємств, установ і організацій, що продовжують свою діяльність у містах, а також евакуація із цих міст населення;
- використання населенням засобів індивідуального захисту.

Крім цього організує й проводиться загальне обов'язкове навчання населення способам захисту. Передбачаються оповіщення по сигналах цивільної оборони, захист продовольства, споруджень на системах водопостачання й водозаборів, на підземних джерелах води від зараження радіоактивними, отруйними речовинами й бактеріальними Засобами,

радіаційна, хімічна й бактеріологічна розвідка, установлення режимів захисту робітників, службовців і виробничої діяльності об'єктів, а також дозиметричний і лабораторний (хімічний і бактеріологічний) контроль. Плануються профілактичні протипожежні, протиепідемічні й санітарно-гігієнічні заходи, рятувальні й невідкладні аварійно – відбудовні роботи (РНАВР) у вогнищах поразки, санітарна обробка людей, знезаражування техніки, одягу, взуття, території й спорудження.

Визначення приладом ДП-5 рівня радіації й ступені зараженості різних предметів

Вимір рівнів гамма-випромінювання на місцевості при радіаційній розвідці рівні радіації на місцевості вимірюють на першому діапазоні (200) у межах від 5 до 200 Р/Ч, на другому (x100) до 5Р/ч.

Прилад підвішується на шию й повинен перебувати на висоті 0,7-1 м від поверхні землі, зонд установлений у положенні «Г» і перебуває у футлярі. Перемикач піддіапазонов у положенні «200» знімають показання по нижній шкалі. При показанні нижче 5Р/год перемикач піддіапазонов установити в положення x100 – знімають показання по верхній шкалі. Рівень радіації дорівнює показанню мікроамперметра x на 1000 у мр/ч.

Визначення ступеня радіоактивного зараження різних поверхонь. Визначення ступеня зараження шкірних покривів людей, їх одягу, техніки, транспорту, продовольства, води й ін. різних предметів проводять на піддіапазонах «x1000, x100, x10, x1, x0,1».

Спочатку визначають гамма-тло, при цьому на зонді приладу необхідно встановити положення «Г» на 0,7-1 м від поверхні землі й в 15-20м від вимірюваного об'єкта. Потім зонд підносити до досліджуваної поверхні на відстань 1-1,5 див – проводиться відлік. З отриманої величини віднімається значення гамма-тла. Отриманий результат – є величина радіоактивного зараження об'єкта.

Виявлення бета-випромінювань.

Для цього:

- установити екран на зонді в положення «Г» і піднести до обстежуваної поверхні на відстань 1-1,5 див. Переводячи перемикач піддиапазонов послідовно до одержання показань на 2, 3, 4, 5 або 6 піддиапазони, визначають величину гамма-випромінювання;

- потім екран зонда переводиться в положення «Б» і знову підносять до обстежуваної поверхні на відстань 1-1,5 див. Збільшення показання приладу свідчить про наявність бета-випромінювання.

Завдання .

Визначити інженерний захист працюючої зміни промислового об'єкта при вибуху ємності зі зрідженим бутаном.

Об'єкт розташований у районі з помірним кліматом (середня температура в липні 20-25°C, кліматична зона 2).

Ємність із вуглеводневим газом $Q = 1$ т.

Відстань від ємності до цеху $гц = 190$ м.

Час на заповнення притулку, що укриваються – 8 хв.

Розташування робочих ділянок щодо притулку: ділянка №1 (200 чіл.) – 150м, №2 (150 чіл.) – 200м, усього робітників та службовців у цеху – 350 чіл.

Характеристика притулку – вбудован, що затримує динамічні навантаження 100 кПа, площа для, що укриваються 280 м², висота 2,4 м система повітропостачання ФВК – 1-3 комплекту, водопостачання від загальнозаводської системи, аварійний запас води 3000л, електропостачання – від мережі промислового об'єкта, аварійне джерело – акумуляторні батареї.

Розв'язок

Оцінка притулку по місткості:

1. Визначаємо кількість місць для розміщення площі, що укриваються з розрахунку норми, на один, що укривається $S_1 = 0,5$ м ;

$$M = \frac{S_n}{S_1} = \frac{280}{0,5} = 560$$

2. Визначаємо кількість нар, з розрахунку одні нари на 5 чол.:

$$H = \frac{560}{5} = 112$$

3. Визначаємо коефіцієнт місткості:

$$K_{BM} = \frac{M}{N} = \frac{560}{350} = 1,6.$$

Висновок

Місткість притулку перевищує потреба на 60%. для розміщення, що укриваються необхідно встановити 112 нар, що забезпечують 20% місць для лежання й 80% – для сидіння.

Оцінка притулку по захисних властивостях

1. Визначаємо необхідні захисні властивості

За вихідним даними ємності $Q=1t$ і відстані 190м визначаємо за графіком «Залежність радіуса зовнішньої границі дії надлишкового тиску від кількості вибухонебезпечних ГВС» [20] надлишковий тиск: $\Delta P_{Qmax} = 10 \text{кПа}$

2. Визначаємо захисні властивості притулку. Згідно вихідним даним, $\Delta P_{Фзащ} = 100 \text{кПа}$.

3. Порівнюємо захисні властивості притулку з необхідними.

Порівнюючи $\Delta P_{Фзащ} = 100 \text{кПа}$ й $\Delta P_{Qmax} = 10 \text{кПа}$, маємо, $\Delta P_{Фзащ} > \Delta P_{Qmax}$ тобто по захисних властивостях притулок забезпечує захист робітників та службовців від ударної хвилі вибуху ГВС.

4. Визначаємо показник, що характеризує інженерний захист робітників та службовців промислового об'єкта по захисних властивостях притулку:

$$K_{ЗТ} = \frac{M}{N} = \frac{560}{350} = 1,6.$$

Висновок. Захисні властивості притулку забезпечують захист 100% персоналу, що підлягає вкриттю.

Оцінка систем життєзабезпечення притулку

Оцінка системи повітропостачання:

1 Визначаємо можливості системи в режимі 1 (чиста вентиляція), виходячи з того, що подача комплексу ФВК-1 у режимі I становить 1200 м³/год:

$$W_{01} = 3 \cdot 1200 = 3600 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

2. Визначаємо кількість людей, забезпечуваних повітрям:

$$K_{01} = \frac{W_{01}}{W_r} = \frac{3600}{10} = 360.$$

де W_r норма подачі повітря на один, що укривається для помірного клімату, $W_r = 10 \text{ м}^3/\text{год}$ для 2 кліматичної зони.

3. Визначаємо можливості системи в режимі II (режим фільтровентиляції).

$$W_{0II} = 3 \cdot 300 = 900 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Визначаємо кількість людей, забезпечуваних повітрям:

$$K_{0II} = \frac{900}{2} = 450 \text{ чел.}$$

Достатність забезпеченості повітрям визначаємо по режиму 2.

Визначаємо показник, що характеризує інженерний захист об'єкта по забезпеченості повітрям

$$K_{\text{возд}} = \frac{450}{350} = 1,28.$$

Вивід. Система повітропостачання забезпечує повітрям 100% людей, що укриваються, у притулок.

Оцінка системи водопостачання:

1. Визначаємо можливості системи:

$$W_{0\text{вод}} = \frac{3000}{10} = 300 \text{ чел.}$$

Визначаємо показник, що характеризує інженерний захист об'єкта по системі водопостачання:

$$K_{\text{вод}} = \frac{300}{350} = 0,86.$$

Вивід. Аварійним запасом води забезпечуються 86%, що укриваються. Не вистачає води для 14%, що укриваються, необхідно побільшати запас води на 500 л.

Оцінка притулку по своєчасному вкриттю:

Визначаємо час, необхідне для вкриття, враховуючи, що людей прискореним кроком проходить 50 м у хвилину й займає місце в захисному

спорудженні протягом 2-х хвилин. Ділянка № 1 (200 чіл), $t = 200/50 + 2 = 6$ хв. Ділянка №2 (150 чіл), $t = 200/50 + 2 = 6$ хв.

Визначаємо показник, що характеризує інженерний захист об'єкта по своєчасному вкриттю персоналу

$$K_{\text{свр}} = \frac{350}{350} = 1.$$

Висновок. Розташування притулку дозволяє вчасно вкрити всіх робітників (100%).

4.3. Висновки до розділу

Інженерним захистом забезпечуються всі, що укриваються 350чіл., причому місткість притулку перевищує необхідну місткість на 60%.

Система повітропостачання забезпечує повітрям 100% людей, що укриваються, у притулок. Аварійним запасом води забезпечуються 86% персоналу об'єкта, слід побільшати запас води на 500л. Розташування притулку дозволяє вчасно вкрити всіх робітників та службовців об'єкта.

РОЗДІЛ 5

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

5.1. Математичне моделювання споживання 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_k). 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_k від $\varphi_{\delta p}$, показано на рис. 5.1. 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.

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

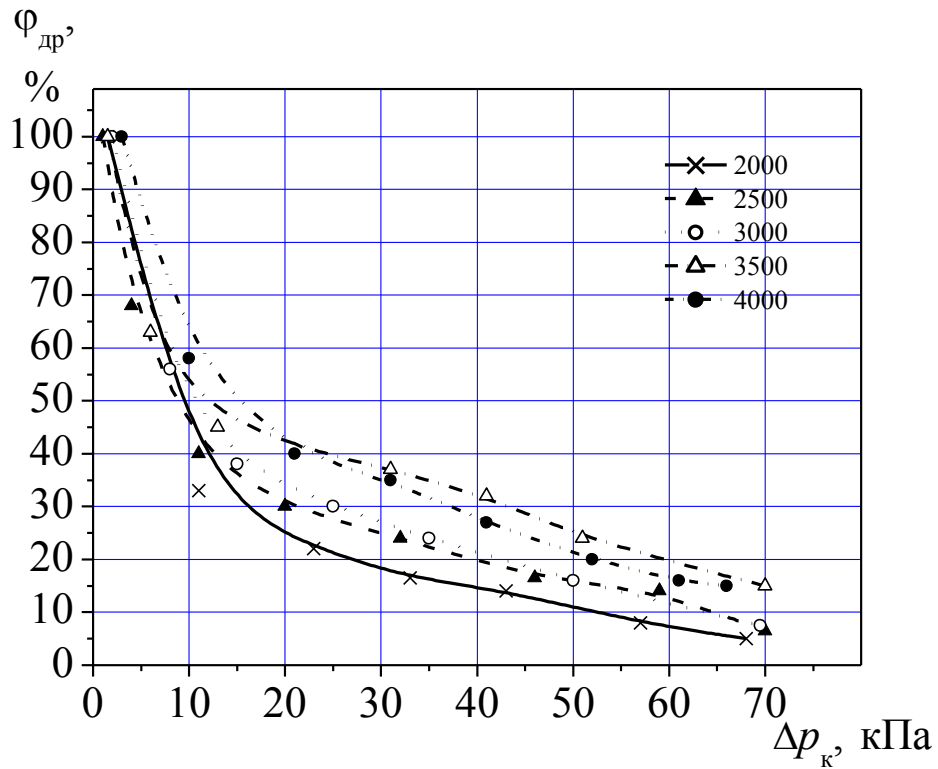


Рис. 5.1. Закономірність зміни кута відкриття дросельних заслінок $\varphi_{др}$ від розрідження у впускному трубопроводі Δp_k та частоти обертання колінчастого валу двигуна n_d

Таблиця 5.1

Значення звичайних коефіцієнтів апроксимації

	$\varphi_{др}=12\dots 62$	$\varphi_{др}=62\dots 100$
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. 5.2 наведено залежність крутного моменту M_k від розрідження у впускному трубопроводі Δp_k .

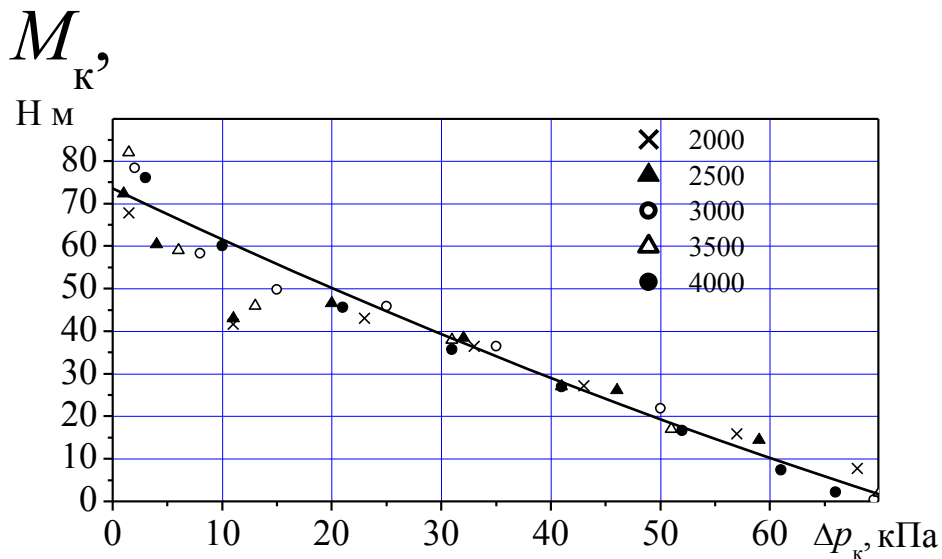


Рис. 5.2. Закономірність зміни крутного моменту M_k від розрідження у впускному трубопроводі Δp_k .

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:

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

Значення коефіцієнтів поліномів зведено в табл. 5.2.

Значення звичайних коефіцієнтів апроксимації

Самостійний холостий хід						
	G_n	$G_{нов}$	CO	C_mH_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_mH_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_d , також визначалися програмою опрацювання двофакторного експерименту полінома другого степеня.

$$F = a_0 + a_1 \cdot n_d + a_2 \cdot \varphi_{др} + a_{11} \cdot n_d^2 + a_{22} \cdot \varphi_{др}^2 + a_{12} \cdot n_d \cdot \varphi_{др}$$

Значення звичайних коефіцієнтів апроксимації поліномів зведено у табл. 5.4. Залежності CO , CO_2 та C_mH_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_mH_n – для двох: 0...35 та 35...70 кПа.

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		
	$\Delta p_k=0 \dots 20$	$\Delta p_k=20 \dots 50$	$\Delta p_k=50 \dots 70$
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}	$0,13072 \cdot 10^{-4}$	$0,115 \cdot 10^{-5}$	$-0,3399 \cdot 10^{-5}$

	$C_m H_n$		NO_x
	$\Delta p_k=0 \dots 35$	$\Delta p_k=35 \dots 70$	
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		
	$\Delta p_k=0 \dots 20$	$\Delta p_k=20 \dots 50$	$\Delta p_k=50 \dots 70$
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}	$-0,324 \cdot 10^{-4}$	$-0,209 \cdot 10^{-5}$	$-0,133 \cdot 10^{-4}$

5.2. Перевірка адекватності математичного моделювання

На рис. 5.3. 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.

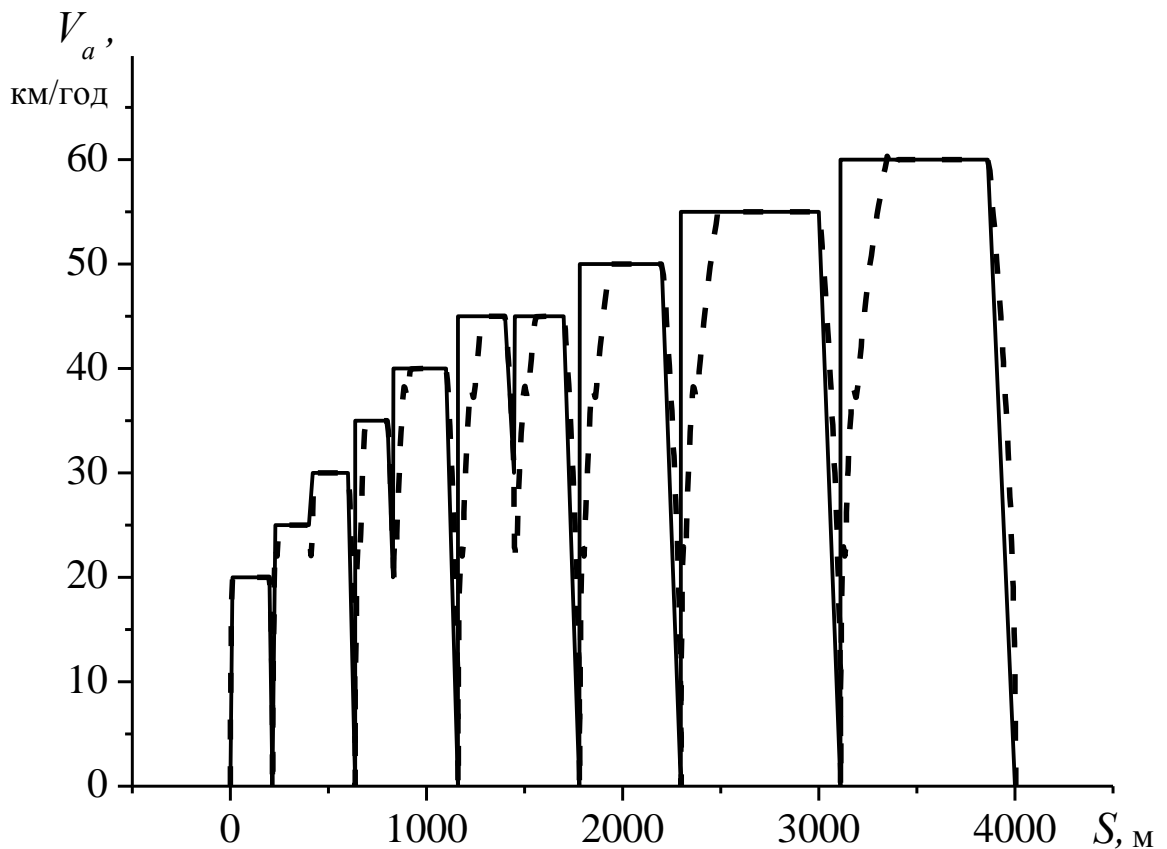


Рис. 5.3. Графік міського їздового циклу для АТЗ з повною масою до 3,5т:

- - за ГОСТ 203096-90
- - - - - за математичною моделлю

Достовірність розрахунків показників роботи автомобіля ЗМЗ-1102 “Таврія” з двигуном МеМЗ-245 за математичною моделлю за вибраним циклом

підтверджується сумірністю розрахованих значень питомих витрат палива для $n_{\partial} = 2500 \text{ хв}^{-1}$ при $\varphi_{\partial p} = 30 \dots 40\%$ $g_n = 62,0 \dots 64,1 \text{ г/км}$ з даними розрахованими для такого ж автомобіля при імітації руху за європейським їздовим циклом - $g_n = 57,3 \dots 59,3 \text{ г/км}$ [59].

Перевірка адекватності математичних моделей двигуна проводиться за F -критерієм (критерієм Фішера) [60]. Його розрахункове значення визначають за формулою

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

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

S_y^2 - дисперсія дослідів.

Якщо отримане розрахунком значення F -критерія не перебільшує табличних даних $F_{\text{роз}} \leq F_{\text{таб}}$ [60], 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 $S_{\text{неад}}^2$ обраховують так

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

де $y_{i_{\text{роз}}}$ і $y_{i_{\text{експ}}}$ - 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 $n_\delta = 2000 \text{ хв}^{-1}$. В режимі примусового холостого ходу така точка при $n_\delta = 1500 \text{ хв}^{-1}$.

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 $n_\delta = 3000 \text{ хв}^{-1}$, 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. 5.5.

Таблиця 5.5

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_mH_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_mH_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. 5.6.

Таблиця 5.6

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 досліджу, 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
$\Delta p_{\kappa} (\varphi < 36)$	11,750	37,000	35,000	39,000	37,000	4,000	2,938
$\Delta p_{\kappa} (\varphi > 36)$	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-1102 “Таврія” [61].

Порівняння розрахункових показників з даними випробувань автомобіля показано на рис. 5.4.

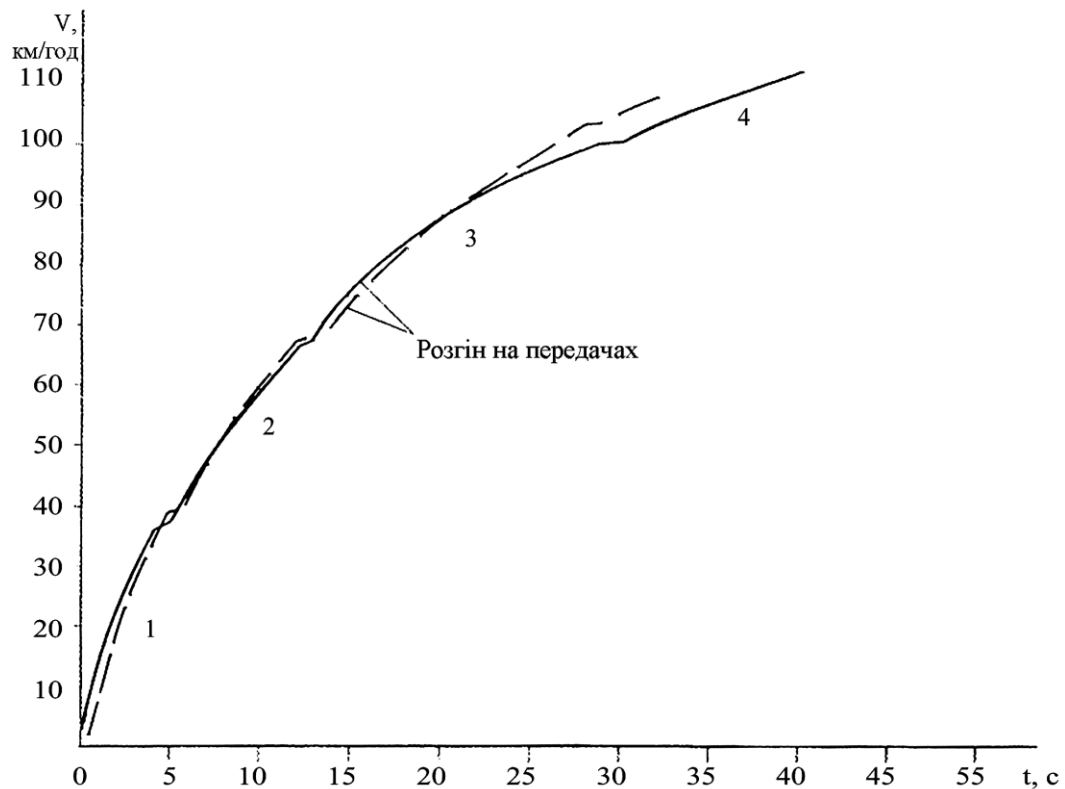


Рис. 5.4. Графік інтенсивності розгону автомобіля ЗАЗ-1102

————— - за результатами заводських випробувань

----- - за результатами розрахунку

5.3. Результати 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. 5.5 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 $\varphi_{dp}=40...100\%$). При цьому час розгону автомобіля залишається майже постійним. При виборі рекомендованого в експлуатаційних умовах значення n_d 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 [62].

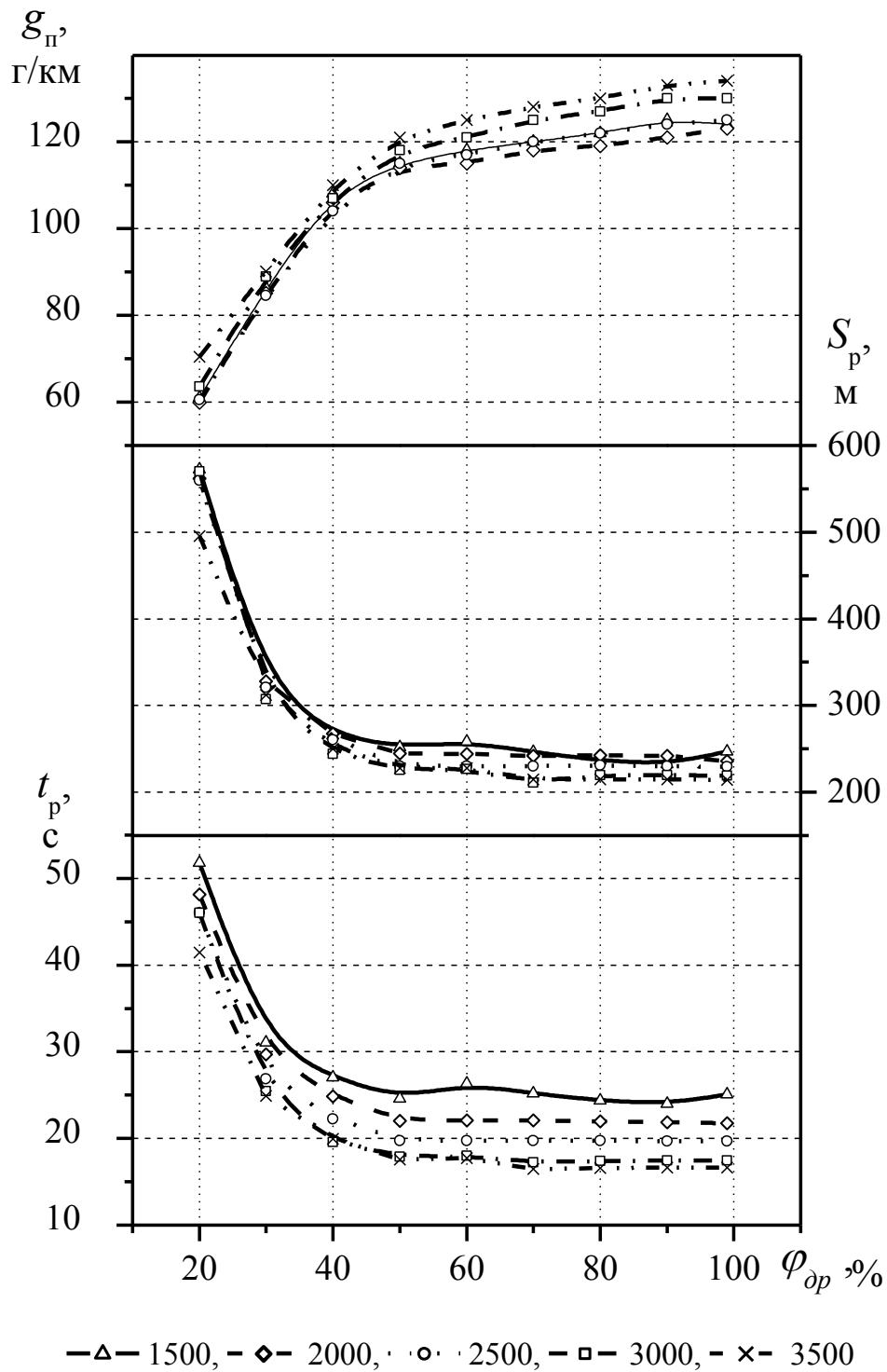


Рис. 5.5. Розрахункові залежності шляху розгону, часу розгону автомобіля та пробігові витрати палива від $\varphi_{др}$ та n_d в режимах розгону

Аналізуючи отримані дані в процесі розгону автомобіля ЗАЗ-1102 “Таврія” можна рекомендувати як оптимальну частоту обертання колінчастого вала двигуна в момент перемикання передач в межах близьких до 2500 хв^{-1} .

Зупинившись на $n_{\partial} = 2500 \text{ хв}^{-1}$ як оптимальній в міру зменшення кута відкриття дросельних заслінок питома витрата палива і питомі викиди шкідливих речовин на 1 км (рис. 5.5) зменшуються, проте дещо збільшується час розгону.

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

1. 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.

2. 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%).

3. 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%).

4. 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-1102 “Таврія” 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 перемикавання передач близькою до 2500 хв^{-1} .

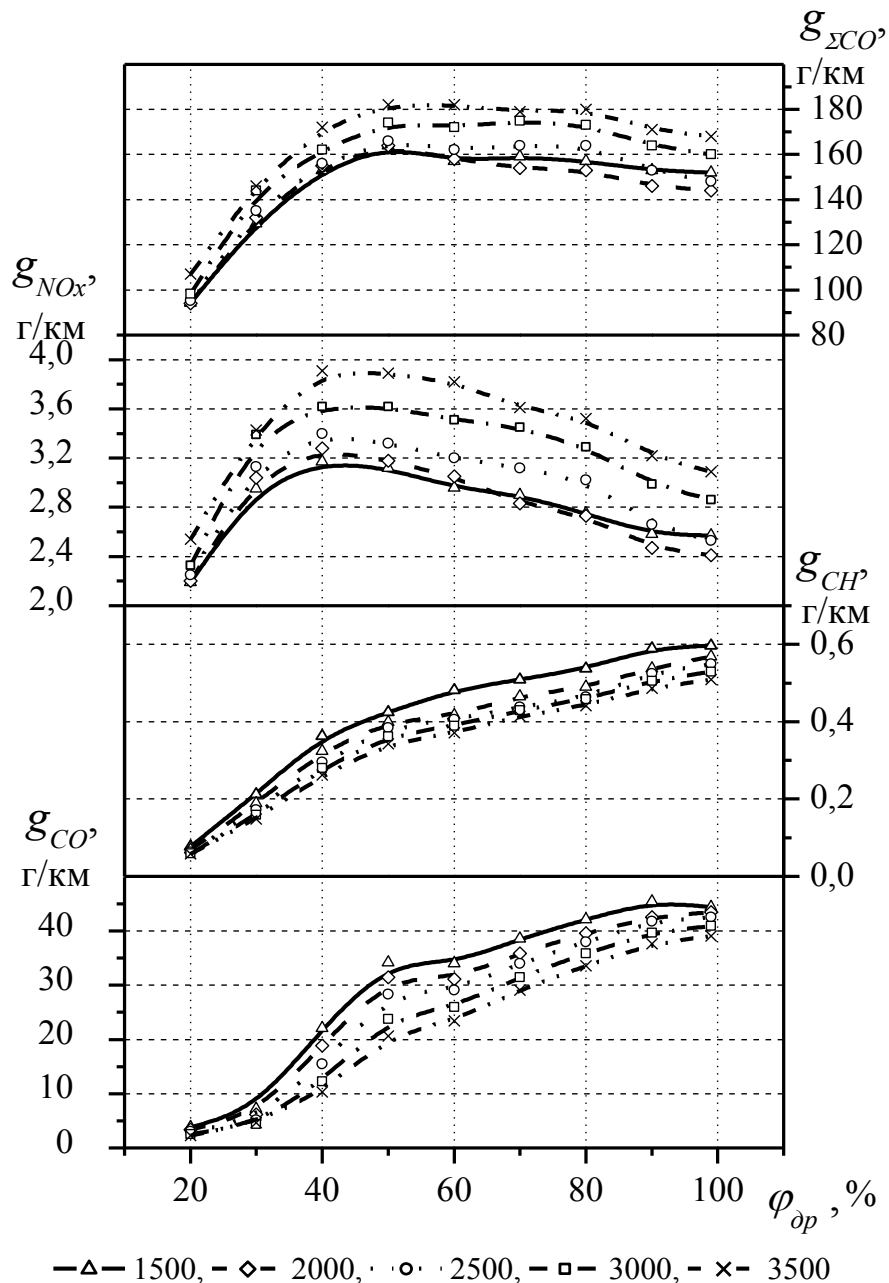


Рис. 5.6 Розрахункові залежності пробігових масових викидів окремих компонентів та сумарної масової токсичності, зведеної до CO , від від $\varphi_{др}$ та n_d в режимах розгону

5.4 Дослідження 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-1102 “Таврія” з бензиновим двигуном МеМЗ-245 за ГОСТ 20306-90 було обрано міський їздовий цикл для АТЗ повною масою до 3,5 т. На рис. 5.7 наведено їздовий цикл зімітований математичною моделлю (кут відкриття дросельної заслінки $\varphi_{dp}=30\%$ та частота обертання $n_d=3000 \text{ хв}^{-1}$).

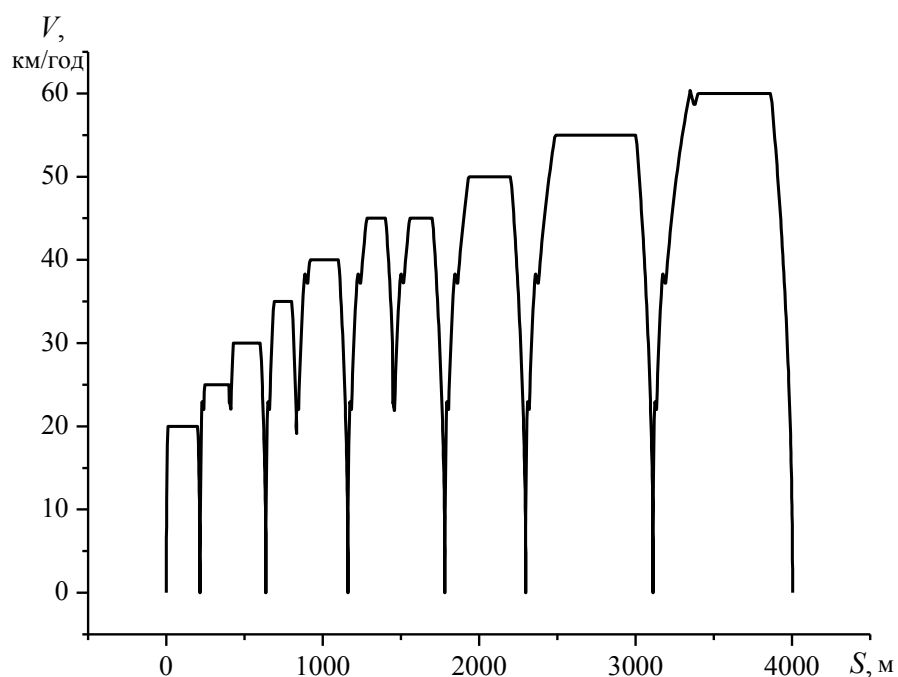


Рис. 5.7. Їздовий цикл зімітований математичною моделлю

Результати розрахункових досліджень показників роботи автомобіля ЗАЗ-1102 “Таврія” з бензиновим двигуном МеМЗ-245 за їздовим циклом показані на рис. 5.8 та 5.9.

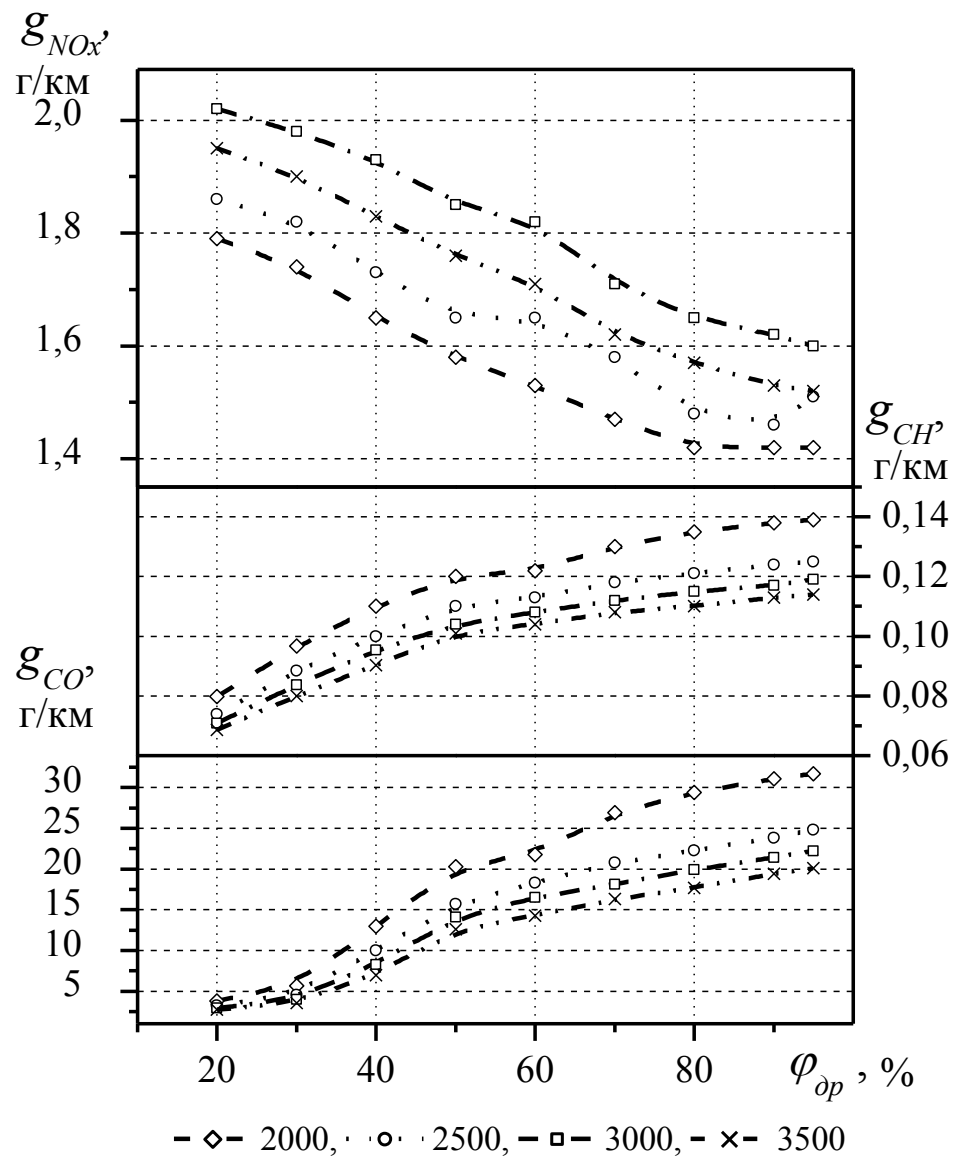


Рис. 5.8. Розрахункові залежності пробігових масових викидів окремих компонентів ВГ від φ_{dp} та n_d за їздовий цикл

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 $\varphi_{др}$ зменшуються від 1,95 до 1,42 г/км - пояснюється це збагаченням паливоповітряної суміші, а зміна n_{∂} впливає на них неоднозначно: найбільші викиди мають місце при $n_{\partial} = 3000 \text{ хв}^{-1}$, а найменші - при $n_{\partial} = 2000 \text{ хв}^{-1}$.

Сумарні пробігові шкідливі викиди, зведені до CO , $g_{\Sigma CO}$ розраховувалися зважаючи на коефіцієнти відносної агресивності кожного компоненту ВГ. Високе значення цього коефіцієнту для NO_x зумовило відповідний перебіг залежності $g_{\Sigma CO}$ (рис. 5.9).

На рис.5.9 показані розраховані за математичною моделлю залежності пробігової питомої витрати палива g_n , та сумарних пробігових шкідливих викидів, зведених до CO $g_{\Sigma CO}$, автомобіля ЗАЗ-1102 "Таврія" під час руху автомобіля за режимами їздового циклу, від положення дросельних заслінок карбюратора $\varphi_{др}$ від 20% до 100% і кінцевої частоти обертання двигуна при розгоні на кожній передачі $n_{\partial} = 2000 \dots 3500 \text{ хв}^{-1}$.

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

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

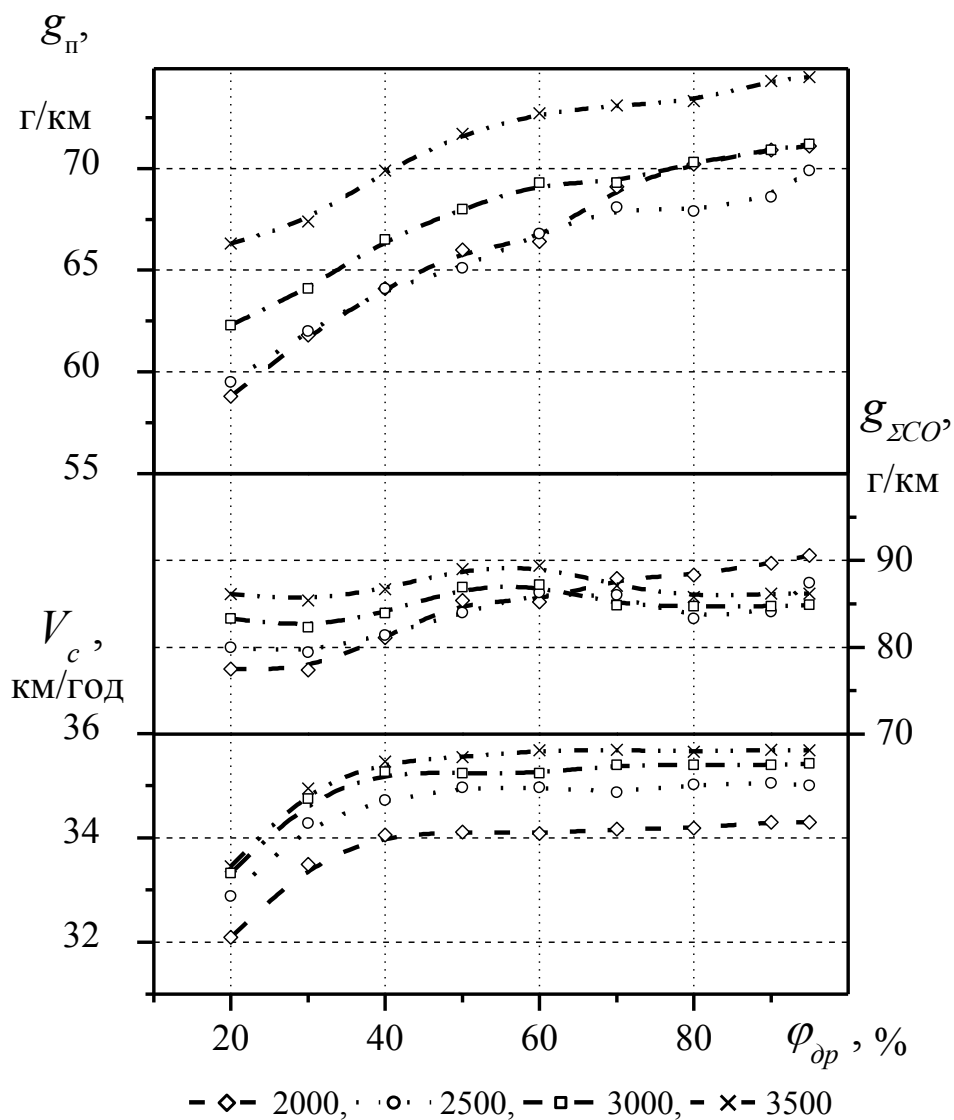


Рис. 5.9. Розрахункові залежності пробігової витрати палива та пробігової сумарної масової токсичності, зведеної до CO , від φ_{dp} та n_d за їздовий цикл

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

При виборі рекомендованого в експлуатаційних умовах значення n_{δ} необхідно враховувати також зниження швидкісного режиму роботи двигуна в період перемикання передач. Тому, величини частоти обертання n_{δ} 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 перемикання передач, під час руху автомобіля за режимами їздового циклу, діапазон у межах близьких до 2500 хв^{-1} .

За вибраної як оптимальна частоти обертання $n_{\delta} = 2500 \text{ хв}^{-1}$ 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 $69,9 \text{ г/км}$ до $64,1 \text{ г/км}$ при практично однакових значеннях середньої швидкості автомобіля. Середня інтенсивність зниження витрати палива на цій ділянці дорівнює $0,1 \text{ (г/км)/\%}$. 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 $64,1 \text{ г/км}$ до 62 г/км . Середня інтенсивність зниження витрати палива складає $0,21 \text{ (г/км)/\%}$, при зменшенні середньої швидкості руху $0,04 \text{ (км/год)/\%}$.

3. В діапазоні 30...20% спостерігається зменшення витрати палива з 62 г/км до $59,5 \text{ г/км}$ ($0,25 \text{ (г/км)/\%}$), але при цьому спостерігається інтенсивне зменшення середньої швидкості руху $0,14 \text{ (км/год)/\%}$. Рух автомобіля в цьому

діапазоні є нераціональним 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-1102 «Таврія», 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 перемикавання передач близькою до $n_{\partial}=2500 \text{ хв}^{-1}$ [63].

5.5. Схема 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 [64-65], 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 валу в момент перемикавання передач n_{∂} та кут відкриття дросельних заслінок $\varphi_{\partial p}$. Визначено оптимальні значення цих параметрів для автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія»: $\varphi_{\partial p}=30...40\%$ та $n_{\partial}=2500 \text{ хв}^{-1}$.

Схема пристрою оптимального управління автомобілем ЗАЗ-1102 «Таврія» в режимах розгону показано на рис. 5.10. Пристрій включенням звукового сигналу інформує водія про доцільність переходу на вищу передачу

(у разі коли частота обертання близька до $n_{\partial} 2500 \text{ хв}^{-1}$), 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 $\varphi_{\partial p} = 30 \dots 40\%$.

Проведеними дорожніми випробуваннями автомобіля ЗАЗ-1102 “Таврія” встановлено, що дотримування параметрів управління, які визначаються таким пристроєм, покращує паливну економічність на 9,24%.

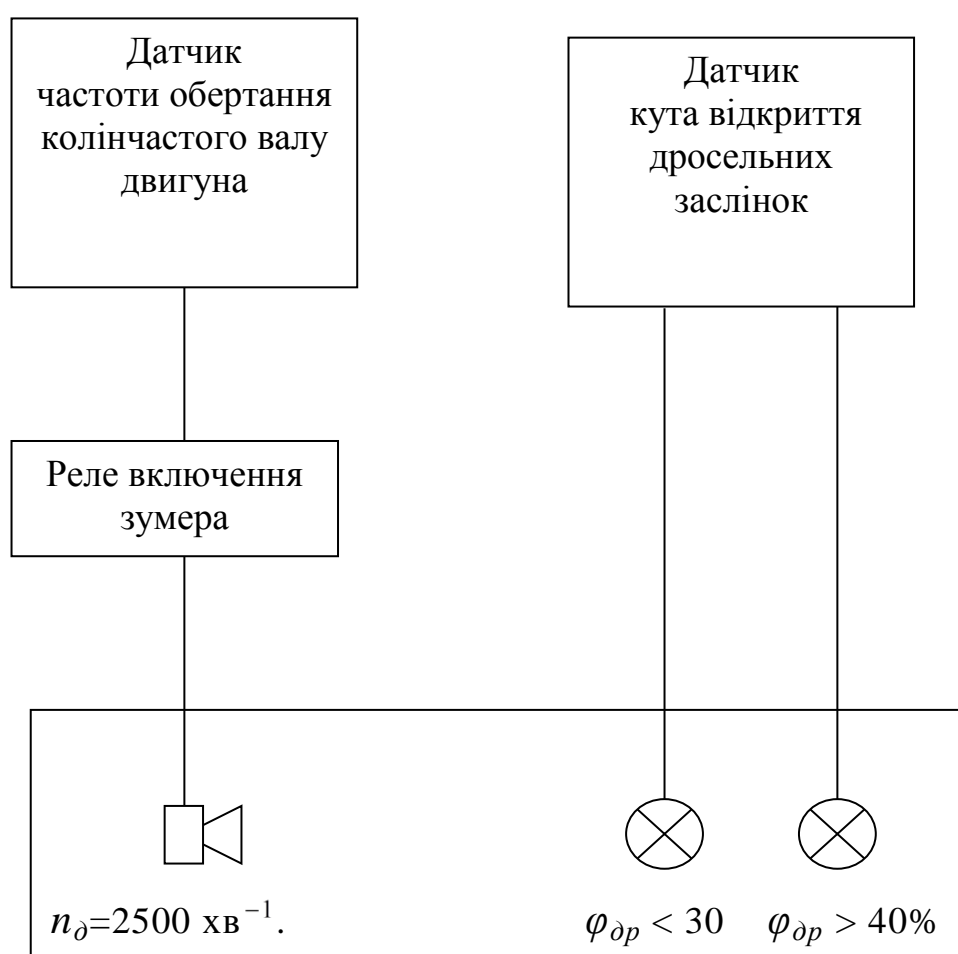


Рис. 5.10. Схема пристрою оптимального управління автомобілем ЗАЗ-1102 “Таврія”

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.

5.6. Висновки до розділу

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 $\varphi_{dp} = 30 \dots 40\%$ і частота обертання колінчастого валу $n_d = 2500 \text{ хв}^{-1}$.

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.

ВИСНОВКИ

1. 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. В літературних джерелах не виявлено досліджень спрямованих на визначення оптимальних значень параметрів процесу розгону, що впливають на витрату палива та шкідливі викиди автомобіля ЗАЗ-1102 “Таврія”. Отже дослідження з метою визначення оптимальних режимів управління автомобілем ЗАЗ-1102 з бензиновим двигуном МеМЗ-245 представляють теоретичний і практичний інтерес.

2. Параметри, які необхідно визначити, щоб отримати оптимальні показники з токсичності та паливної економічності в процесі розгону, є положення дросельних заслінок карбюратора $\varphi_{др}$ на кожній передачі, частота обертання колінчастого вала двигуна n_d в моменти перемикання передач. Інші параметри управління практично не впливають на показники руху.

3. Розроблена методика дозволяє за тягово–швидкісними, екологічними показниками автомобіля та його паливною економічністю в умовах, близьких до експлуатаційних, при імітуванні руху за математичною моделлю, яка описує рух автомобіля за їздовим циклом з неусталеними режимами, визначити оптимальні значення параметрів управління автомобілем в режимах розгону.

4. Уточнено математичну модель з внесенням відповідних змін, що враховують особливості двигуна МеМЗ-245 і автомобіля ЗАЗ-1102 “Таврія”. На відміну від моделей створених раніше дана математична модель описує рух автомобіля в різних режимах руху і 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,

величину шкідливих викидів і визначити їх оптимальну величину. Адекватність математичної моделі підтверджена експериментально.

5. Розрахункові дослідження на математичній моделі з використанням експериментальних характеристик двигуна MeM3-245 показали, що оптимальними параметрами управління з точки зору паливної економічності і шкідливих викидів в процесах розгону, і в їздовому циклі, в цілому, є відкриття дросельних заслінок $\varphi_{dp} = 30 \dots 40\%$ та частота обертання колінчастого валу $n_{\delta} = 2500 \text{ хв}^{-1}$.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Транспорт і зв'язок України: Статистичний збірник. –К.: Державний комітет статистики України, 2002. -195 с.
2. Кутенев В.Ф., Свиридов Ю.Б. Экологические проблемы автомобильного двигателя и пути оптимального решения их //Двигателестроение. -1990. - №10. -С. 55-62.
3. Якубовский Ю. Автомобильный транспорт и защита окружающей среды: Пер. с пол. - М.: Транспорт. -1979. -198 с.
4. Великанов Д.П., Бернацкий В.И. Изучение эксплуатационных режимов работы автомобильного двигателя. // Автомобильный транспорт. –1960. - №4, -40 с.
5. Пиварунас А.Б., Буданов Г.Ф. О топливном балансе автомобиля ГАЗ-21А «Волга» при движении по городу. //Труды ЦНИТА. - Л.: 1966. -Вып.31. - С.56-61.
6. 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. -92с.
7. Ждановский Н.С., Ковригин А.И., Шкрабак В.С. и др. Неустановившиеся режимы поршневых и газотурбинных двигателей автотракторного типа.// - Л.: Машиностроение, 1974. -224 с.
8. Платонов В.Ф., Устименко В.В., Назаров С.К. О режимах движения автомобилей в различных дорожных условиях. //Автомобильная промышленность. –1977. -№11, -С. 19-23.
9. Котиков Ю.Г., Лукинский В.С., Коганер В.Э. Построение вероятностной модели эксплуатационных режимов и топливной экономичности автомобильного двигателя. //Труды ЦНИТА. - Л.: -1978. -Вып.72, -С. 59-65.

10. Малов Р.В., Манусаджянц Ж.Г. Пути снижения токсичности автомобильных двигателей в эксплуатации. //Проблемы и пути развития технической базы автомобильного транспорта. -М.: -1979, -С. 81-93.
11. Иванов В.Н., Ерохов В.И. Влияние режимов движения автомобиля на выброс вредных веществ. //Автомобильный транспорт. –1979. -С. 46-48.
12. Котиков Ю.Г., Егоров А.Б., Богомазов А.В. Вероятностные модели эксплуатационных режимов автомобильного двигателя и использование их в технико-экономическом анализе. //Двигателестроение. –1979. -№11, -С.42-44.
13. Бухарин Н.А., Лукинский В.С., Котиков Ю.Г. К методике применения двумерных плотностей распределения для описания эксплуатационных режимов работы двигателя //Исследование рабочих процессов строительных машин и автомобилей. Л.: ЛИСИ, 1973. -С.46-50.
14. Гутаревич Ю.Ф., Редзюк А.М., Климпущ О.Д. Прибор для регистрации режимов работы автомобильных бензиновых двигателей в эксплуатационных условиях Киева. –1979. -10 с.
15. Гутаревич Ю.Ф., Редзюк А.М., Климпущ О.Д. и др. Исследование режимов работы бензиновых двигателей автобусов в условиях Киева //Автодорожник Украины. –1980. -№1. -С.24-25.
16. Рубец Д.А. Смесеобразование в автомобильном двигателе при переменных режимах. М.: Машгиз, 1948. -149 с.
17. Фалькевич Б.С. Тяговые качества автомобиля при неустановившемся режиме работы двигателя. //Вопросы машиноведения, М.: Изд. АН СССР, 1950. -С. 45-69.
18. Куликов Н.К. Оценка приемистости автомобильного двигателя. //Автомобильная и тракторная промышленность. –1952. -№10.
19. Ждановский Н.С., Ковригин А.И., В.С.Шкрабак и др. Неустановившиеся режимы поршневых и газотурбинных двигателей автотракторного типа. -Л. : Машиностроение, 1974. -224 с.

20. Акатов Е.И., Белов П.М., Дьяченко Н.Х., Мусатов В.С. Работа автомобильного двигателя на неустановившемся режиме. /Под ред. проф. Н.Х.Дьяченко. М.-Л.: Машгиз, 1960. -248 с.
21. Архангельский В.М., Злотин Г.Н. Работа карбюраторных двигателей на неустановившихся режимах. М.: Машиностроение, 1979. –152 с.
22. Муталибов А.А., Мурашов О.Д., Валлер Н.П. Исследование переходных процессов газового автомобильного двигателя. //Автомобильная промышленность. –1979. -№4. -С. 3-4.
23. Мурашов О.Д. Повышение топливной и экологической эффективности транспортных ДВС при переходных процессах. //В кн.: Комплексное развитие автомобильного транспорта крупных городов на примере г. Москвы. М.: 1981. -С. 244-246.
24. 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.
25. Иванов В.И., Ерохов В.И. Экономия топлива на автомобильном транспорте. - М.: Транспорт, 1984. - 302 с.
26. Канарчук В.Е. Долговечность и износ двигателей при динамических режимах работы. -Киев: Наукова думка. –1978. -256 с.
27. Серегин Е.П., Босенко А.И., Бычков В.Е., Экономия горючего. - М.: Воениздат, 1986.
28. Безбородова Г.Б., Маяк Н.М., Чалый А.А. Экономия топлива при вождении автомобиля. - Киев: Техника, 1989. -128 с.
29. Климбуш О.Д., Рубцов В.А., Гутаревич Ю.Ф. Экономия топлива на автомобильном транспорте. -Киев: Техника, 1989. -144 с.
30. Говорущенко Н.Я. Автомобильное топливо. Как его экономить. - Харьков: Вища школа, 1979. -143 с.
31. Чулков А.З. Экономия светлых нефтепродуктов на транспорте. -М.: Транспорт. –1985. -304 с.

32. Резник Л.Г., Ромалис Г.М., Чарков С.Т. Эффективность использования автомобилей в различных условиях эксплуатации. -М.: Транспорт. – 1989. -128 с.
33. Ерохов В.И. Экономичная эксплуатация автомобиля. -М.: ДОСААФ, 1986. -128 с.
34. Денисов А.С., Басков В.Н. Эксплуатационные режимы работы двигателей автомобилей КамАЗ. В сб.: Повышение эффективности использования автомобильного транспорта. Саратов, 1980. -С. 70-76.
35. ОСТ 37.001.022-81 Методика определения базисных расходов топлива для автомобилей, Москва. - 1981.
36. Гутаревич Ю.Ф., Климбуш О.Д., Худолий Н.Н., Гдыря В.И. Снижение токсичности выбросов при эксплуатации автомобиля. Киев, Техника, 1981. - 88 с.
37. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение. -1973. –200 с.
38. Филипов А.З. Токсичность отработавших газов тепловых двигателей. - Киев: Высшая школа, 1980. -160 с.
39. Попов И., Харченко И., Чумарин В. Способы снижения загазованности воздушной среды отработавшими газами. //Автомобильный транспорт. – 1974. -№1. -С. 24-26.
40. Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Е. Пути снижения вредных выбросов автомобилями в атмосферу. Киев: Знание, 1980. -24 с.
41. Проблема снижения токсичности двигателей. //Поршневые и газотурбинные двигатели -Э.И., ВИННТИ, 1973. -№15.
42. Филипосянц Т.Р., Кратко А.П., Мазинг М.В. Методы снижения вредных выбросов с отработавшими газами автомобильных дизелей. –М.: НИИавтопром, 1979. -64 с.

43. Грунауэр А.А. Снижение токсичности и повышение эксплуатационной экономичности транспортных энергоустановок. -Харьков: Вища школа, 1981. -144 с.
44. Малов Р.В., Ерохов В.И., Щетина В.А., Беляев В.Б. Автомобильный транспорт и защита окружающей среды. -М.: Транспорт, 1982. -200 с.
45. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. -М.:Транспорт, 1990.
46. 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.
47. Митрофанов В.И., Обельницкий А.М., Шанин Е.И., Шуригин М.М. Некоторые пути снижения токсичности и повышения топливной экономичности автомобилей при эксплуатации их в условиях города. //В кн.: Комплексное развитие автомобильного транспорта крупных городов на примере г. Москвы. -М. -1981. -С.226-227.
48. Исследование влияния ускорительного насоса на разгон автомобильного двигателя /В.М.Архангельский, С.А.Пришвин, Ю.Е.Туркин и др. //Труды МАДИ, М.: МАДИ. -1978. -Вып.162. -С. 93-100.
49. 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.
50. Рубец Д.А., Ерохов В.И. Особенности смесеобразования и состава отработавших газов на режимах разгона карбюраторного двигателя. //Автомобильная промышленность. -1976. -№6. -С. 3-4.
51. 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

52. ГОСТ 20306-90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. Введ. 01.01.92. М.: Изд-во стандартов, 1991. –32 с.
53. ГОСТ 12.0.002-80. Топливная экономичность. Методы испытаний. Введ. 01.01.81. М.: Изд-во стандартов, 1981. –31 с.
54. ДЕРЖСТАНДАРТ 50866-96. Автотранспортні засоби. Система опалення, вентиляції й кондиціонування. Методи оцінки ефективності й безпеки. 1996. – 21 с.
55. ПІТ РО-200-01-95. Правила по охороні праці на автомобільному транспорті. 1996. –12 с.
56. ГН 2.2.5.686-98. Гранично припустимі концентрації (ГПК) шкідливих речовин у повітрі робочої зони. 1998. –31 с.
57. ДЕРЖСТАНДАРТ 51206-98. Автотранспортні засоби. Зміст шкідливих речовин у повітрі салону й кабіни. Норми й методи визначення. 1998. –26 с.
58. ДЕРЖСТАНДАРТ 12.1.005-88. ССБТ. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони. 1988. –25 с.
59. Мержиєвська Л.П. Покращення паливної економічності і зменшення шкідливих викидів автомобілів раціональним регулюванням бензинових двигунів: Дис... канд. техн.наук: 05.22.10 -Київ, 1998. -247 с.
60. Новик Ф.С., Арсов Я.Б. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов. - М.: Машиностроение; София: Техника, 1980. - 304 с.
61. Швабюк В.В., Михно М.В. Проверка адекватности математической модели разгона автомобиля ЗАЗ-1102 с бензиновым двигателем //Укр. Транспорт. ун-т. Киев, 1996. Деп. в ГНТБ Украины №1550-Ук96. –12с.
62. Швабюк В.В. Визначення методом математичного моделювання оптимальних параметрів управління під час розгону автомобіля.// Тези Першого наукового симпозіуму “Сучасні проблеми інженерної механіки”. - Луцьк. -10 травня 2000р. -С. 54-55.

63. Гутаревич Ю.Ф., Шваб'юк В.В. Визначення оптимальних параметрів керування автомобілем ЗАЗ-1102 методом математичного моделювання його руху за режимами їздового циклу //Машинознавство. –2002. -№3. -С. 49-52.
64. Шваб'юк В.В. Розробка схеми та конструкції пристрою для оптимального управління автомобілем ЗАЗ-1102 та перевірка його в експлуатації. // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник – Луцьк: ЛДТУ. - 2003. -Вип.12. -С. 277-281.
65. Вельбовец А.Ф., Шваб'юк В.В. Испытания эконометра на автомобиле с карбюраторным двигателем. //Матеріали V міжнародної конференції “Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdow samochodowych i maszyn roboczych samojezdnych”. -Жешув, Польща. –1994. –С.221-224.