

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій,
мехатроніки і робототехніки
Кафедра автомобілів і транспортних технологій

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи
освітнього ступеня
магістр

Галузь знань 27 – «Транспорт»
Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

на тему: «Удосконалення методики розрахунку витрат пально автомобілем»

Виконав: студент групи ААГ-20м

Едуард ІЩУК

Керівник:

Дмитро БЕГЕРСЬКИЙ

Завідувач кафедри:

Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

Рецензент:

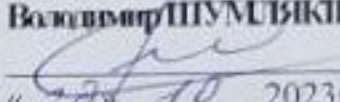
Олександр Кравченко

Житомир – 2023 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Факультет: комп'ютерно-інтегрованих технологій, мехатроніки і робототехніки
Кафедра: автомобілів і транспортних технологій
Освітній ступінь: «магістр»
Галузь знань: 27 «Транспорт»
Спеціальність: 274 – Автомобільний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри А і ТТ
Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

« 20 » 10 2023р.

ЗАВДАННЯ

до кваліфікаційної роботи освітнього ступеня магістр
Іщука Едуарда Ігоровича

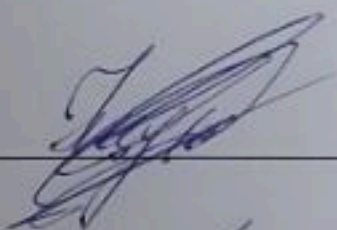
- 1.Тема роботи:** «Удосконалення методики розрахунку витрат пально автомобілем» затверджена наказом вищого навчального закладу від «20» жовтня 2023 року № 601-С
Керівник роботи: к.т.н., Дмитро БЕГЕРСЬКИЙ
- 2. Строк подання студентом завершеної роботи** 01.12.2023 р.
- 3. Вихідні дані до роботи:** нормативно-правові документи, літературні джерела, результати експериментальних досліджень.
- 4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):** 1. Аналіз стану питання. 2. Теоретичні долідження. 3. Експериментальні дослідження. 4. Практичне використання результа досліджень. Основні результати і висновки. Список літератури.
- 5. Пояснювально - роздавальний матеріал (презентація) – 16 слайдів.**

Дата видачі завдання « 01 » вересня 2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

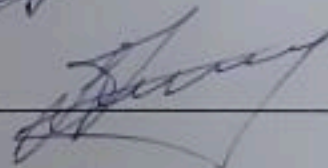
№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів	Примітка
1.	Дослідження літературних джерел та робіт за визначеною проблемою	17.09.2023	Виконав
2.	Планування та методика теоретичних досліджень	24.09.2023	Виконав
3.	Проведення теоретичних досліджень	08.10.2023	Виконав
4.	Перевірка результатів теоретичних досліджень	22.10.2023	Виконав
5.	Розробка норм витрати палива з урахуванням умов експлуатації	05.11.2023	Виконав
6.	Розробка практичних рекомендацій	19.11.2023	Виконав
7.	Оформлення пояснювальної записки	26.11.2023	Виконав
8.	Рецензування	01.12.2023	Виконав
9.	Попередній захист	04.12.2023	Виконав
10.	Захист	11.12- 31.12.2023	

Студент



Едуард ЩУК

Керівник роботи



Дмитро БЕГЕРСЬКИЙ

РЕФЕРАТ

Дана магістерська кваліфікаційна робота «Удосконалення методики розрахунку витрат пального автомобілем» містить чотири розділи, 26 таблиць, 27 рисунків, висновки та список використаних джерел.

В першому розділі «Огляд і аналіз досліджень паливної економічності автомобіля» була визначена проблема нормування експлуатаційної паливної економічності автомобіля.

В другому розділі «Моделювання впливу умов експлуатації на паливну економічність АТЗ» розроблено модель і розрахунок лінійних витрат палива автомобілів та методичні засади багатofакторного дослідження.

В третьому розділі «Багатofакторна оцінка і диференційоване нормування витрат палива автомобілями» дано оцінку паливної економічності вантажних та повнопривідних автомобілів.

ABSTRACT

This master's qualification work "Improving the method of calculating fuel consumption by a car" contains four chapters, 26 tables, 27 figures, conclusions and a list of used sources.

In the first chapter "Overview and analysis of research on car fuel efficiency" the problem of normalizing the operating fuel efficiency of a car was determined.

In the second chapter, "Modeling the influence of operating conditions on the fuel economy of ATZ", a model and calculation of the linear fuel consumption of cars and the methodological principles of a multifactorial study were developed.

In the third section "Multifactor assessment and differentiated rationing of fuel consumption by cars" an assessment of the fuel efficiency of trucks and all-wheel drive cars is given.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛЯ	6
1.1. Огляд і аналіз досліджень в сфері паливної економії автомобілів	6
1.2. Проблема нормування експлуатаційної паливної економії	21
1.3. Висновки та постановка задач дослідження	23
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ АТЗ	25
2.1. Моделювання і розрахунок лінійних витрат палива автомобілів	25
2.2. Методичні засади багатофакторного дослідження паливної економії автомобілів в різних умовах руху	41
2.3 Висновки	54
РОЗДІЛ 3. БАГАТОФАКТОРНА ОЦІНКА І ДИФЕРЕНЦІЙОВАНЕ НОРМУВАННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА АВТОМОБІЛЯМИ	56
3.1. Оцінка паливної економії вантажних автомобілів класичної компоновки в залежності від умов руху	56
3.2. Оцінка паливної економії повноприводних вантажних автомобілів	67
3.3. Диференційоване нормування витрат палива вантажних автомобілів	72
3.4. Висновки	79
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	81
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	83

ВСТУП

Актуальність теми. Покращення паливної економічності автомобілів, аналіз і пошуки можливих шляхів підвищення ефективності використання моторних палив є особливо актуальною проблемою.

Велика питома частка різних типів доріг і значно ширша зона середніх швидкостей руху вантажних автомобілів, неповне використання вантажопідємності або ж і перевантаження автомобілів – все це характерні умови реальної експлуатації автотранспортних засобів (АТЗ) в Україні. Відповідно і актуальність кількісної оцінки впливу даних факторів – умов руху на формування реальної паливної економічності вантажних автомобілів, вдосконалення практики прогностичного нормування лінійних витрат палива, що традиційно зорієнтовані на кращі асфальтобетонні дороги I категорії і рух в економічній зоні швидкостей.

Очевидною є необхідність кількісної оцінки взаємозв'язку лінійної витрати палива вантажних автомобілів з умовами руху, адже звична з часів СРСР, майже

незмінна одна цифра так званої лінійної норми витрати палива Q_S , для всіх умов

експлуатації є явно некоректною і, в принципі не може бути адекватно однаковою для різних умов руху. З іншого боку актуальною є і зворотна ситуація – оптимізація конструктивних параметрів і технічних характеристик вантажних автомобілів за умов мінімізації лінійних витрат палива в конкретних умовах експлуатації.

Мета і задачі дослідження. *Мета роботи* – обґрунтування механізму методів визначення і планування паливної економічності вантажних автомобілів у залежності від зміни основних факторів, що формують умови руху.

Для досягнення мети роботи були поставлені та розв'язані такі *задачі дослідження*:

1. Проаналізувати і здійснити ранжування значимості впливу на лінійні витрати палива вантажних автомобілів основних факторів, що пов'язані з умовами руху, конструктивними параметрами, технічними характеристиками

вантажних автомобілів.

2. Розробити методики багатофакторного дослідження і кількісної оцінки взаємозв'язку типу і стану дороги, швидкості руху та завантаження АТЗ з паливною економічністю вантажних автомобілів на базі методів багатофакторного планування експерименту.

3. Розробити алгоритм комп'ютерного моделювання руху вантажних автомобілів і розрахунку показників паливної економічності на різних типах доріг, у т. ч. з поверхнями, що деформуються (грунтових, піщаних, тощо).

Об'єкт дослідження – лінійна витрата палива вантажним автомобілем, за різних умов руху.

Предметом дослідження є удосконалення взаємозв'язку лінійної витрати палива вантажного автомобіля та умов їх руху.

Методи дослідження. При теоретичному дослідженні застосовувались математичне моделювання, методи багатофакторного планування експерименту та математичного аналізу.

Наукова новизна роботи полягає в розробці методів багатофакторного аналізу для кількісної оцінки взаємозв'язку лінійних витрат палива вантажних автомобілів від типу і стану дороги, швидкості руху та завантаження. Змодельовано метод диференційованого нормування витрат палива в залежності від конкретних умов руху.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблено методику визначення витрати палива вантажним автомобілем і отримано математичні моделі кількісного взаємозв'язку типу і стану дороги, швидкості руху і завантаження з витратами палива вантажних автомобілів. Отримані результати становлять практичний інтерес як для проектування вантажних автомобілів (оцінка питомої значимості змін технічних характеристик для тих чи інших умов експлуатації), так і для практичної експлуатації (коректування лінійних норм витрати палива для конкретних умов руху).

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛЯ

1.1. Огляд і аналіз досліджень в сфері паливної економічності автомобілів

Оцінка і дослідження паливної економічності автомобіля характерні з початкових етапів формування теорії автомобіля як науки [1-3] і розвивались впродовж останніх 70 – ти років.

Практично дослідження в сфері паливної економічності автомобіля умовно можна розділити на три групи:

- оптимізація паливної економічності безпосередньо бензинових і дизельних двигунів в процесі їхнього проектування і доводки (як приклад [4 - 9]);

- дослідження і оптимізація паливної економічності в процесі проектування і доводки нових автомобілів, тобто підбір характеристики і параметрів силового приводу, шин, аеродинаміки і інших конструктивних факторів для певних типових умов руху [10].

- дослідження можливостей покращення експлуатаційної паливної економічності серійних автомобілів в реальних та різноманітних умовах експлуатації і вдосконалення нормування витрати палива в експлуатації [14].

В даній магістерській роботі акценти зроблено власне на 3 – тю групу досліджень, як особливо актуальної в існуючих умовах експлуатації автопарку, з умовами нормування витрати палива [18 - 19], оцінці впливу конкретних умов руху та експлуатації на реальні витрати палива.

Структурно виходячи з системного підходу і потенційних та експлуатаційних властивостей автомобіля і умов експлуатації [28] з відповідною трансформацією можна представити середовище досліджень як:

$$Q_g = f(K_n, T, M, B_p, C_p, \Sigma R, O, Z_{cp}, G, P_v, D, \Pi, B) \quad (1.1)$$

де: Q_g – головний нормований критерій (показник якості), тут паливна економічність;

K_n – конструктивні параметри і технічні характеристики;

T – технологічні фактори (в тому числі розсіювання параметрів при

масовому виробництві);

M – фізико–математичні і хімічні властивості матеріалів (в тому числі експлуатаційних);

B_p – особливості виробництва (коливання технічних характеристик при масовому виробництві);

C_p – внутрішнє середовище і відхилення робочих процесів агрегатів і систем автомобіля;

ΣR – сукупність робочих режимів (навантажувальних, швидкісних, температурних і т.д.) в певному діапазоні при виконанні робочих функцій автомобіля;

O – вплив оператора (А–автомобіль, В–водій);

Z_{cp} – зовнішнє середовище (дорога, температура і вологість повітря, дорожня ситуація, пилюка і т.д.);

G – корисне навантаження (використання вантажопід'ємності автомобіля);

P_v – режими руху (швидкість і інтенсивність її зміни);

D – діагностика;

Π – профілактика технічного стану автомобіля;

B – питоме відновлення еталонних характеристик автомобіля.

Враховуючи усталену практику оцінки паливної економічності автомобіля згідно певних норм витрати палива на одиницю шляху (так звана європейська оцінка – в л/100км, чи звична в США – пробіг в милях на витраченому 1 галоні палива – mph) можна констатувати методологічну розбіжність – роздвоєння такої оцінки.

На першому етапі характерному для 1950 – 70 х р.р., оцінки автовиробниками паливної економічності на базі так званих контрольних витрат палива (як правило точка мінімальної витрати палива при русі з певною постійною швидкістю, що є різною для різних типів і марок автомобілів виходячи з вже сформованих технічних характеристик, на близькій до ідеальної автодорозі) (динамометричне кільце автополігону), частковим завантаження і сприятливими атмосферними та температурними умовами. Графічну ілюстрацію такої оцінки можна представити на базі відповідної обробки даних [24] у вигляді рисунку 1.1 де ж і показано дані відповідно до цих моделей автомобілів лінійних

норм витрати палива.

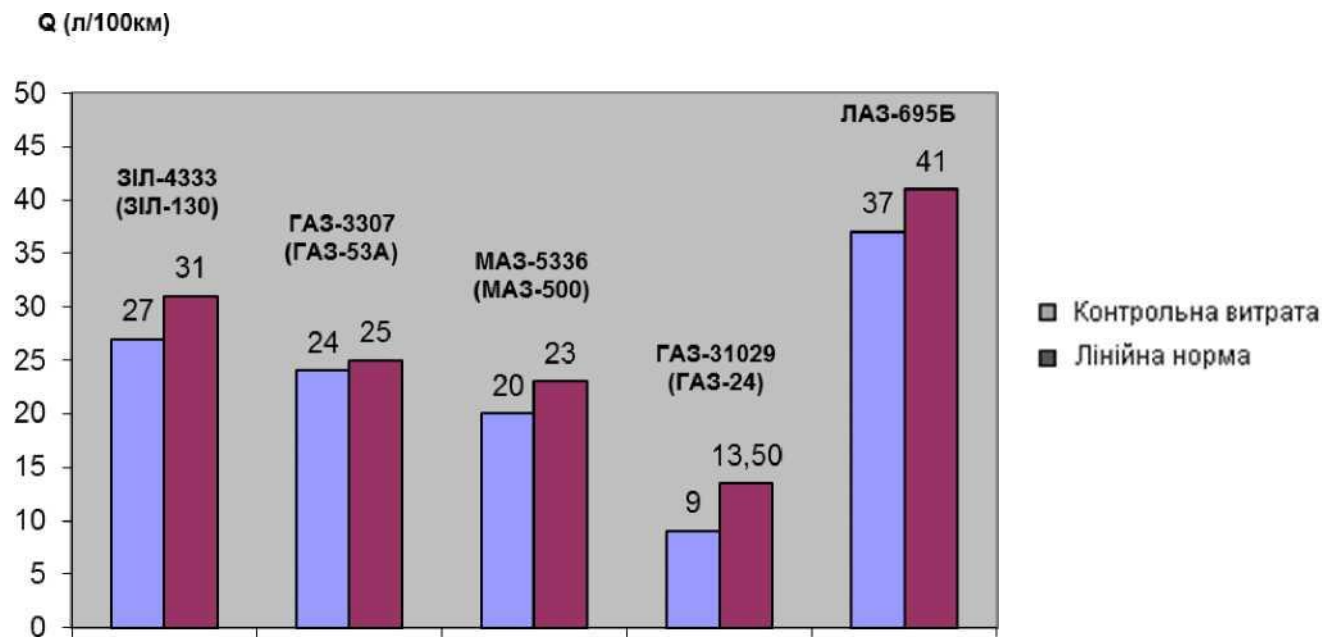


Рисунок 1.1 – Контрольні витрати та лінійні норми витрати палива автомобілів

Однак дані показники неспівставні з реальними витратами палива, про що свідчать і чисельні результати досліджень по паливній економічності в реальній експлуатації [18 - 19] та формування так званих базових лінійних експлуатаційних норм витрати паливно - мастильних матеріалів на автотранспорті [23].

На другому етапі, характерному для 1990 – 2010 рр., відбувся поступовий перехід на наближення оціночних характеристик паливної економічності автовиробниками до типових, якихось певних умов руху, наближених до середньо експлуатаційних.

Зокрема була введена практика так званих лінійних, індивідуальних (або диференційованих) норм витрат палива на автомобільному транспорті. Найбільш детально в загальному виді формування норми витрати палива (в л/100 км) визначалось як:

$$Q = Q_H \pm \Delta Q_T \pm \Delta Q_{\phi} \pm \Delta Q_B \pm \Delta Q_{\phi p}, \quad (1.2)$$

де Q – витрата палива за нормою для даної моделі;

ΔQ_m - збільшення лінійної витрати, пов'язаного з технічним станом автомобіля та систем;

ΔQ_d - збільшення (зниження) Q_n , обумовлене дорожньо - кліматичними умовами;

ΔQ_v - збільшення (зниження) Q_n , обумовлене досвідом та майстерністю водія;

ΔQ_{dp} - вплив інших факторів (обкатка, учбова їзда, використання причепів і т.д.)

На рисунку 1.2, як ілюстрація представлено узагальнену оцінку впливу параметрів технічного стану на установлені лінійні норми.

При цьому з практики формування індивідуальних лінійних норм витрати палива було визначено наступні можливі збільшення базових лінійних норм [19]:

– до 5% в південних районах і до 10% в зонах помірного клімату на зимовий період експлуатації, тривалість якого визначалась обласними органами державної влади;

– до 10% при їзді в гірській місцевості (вище 1500 м над рівнем моря);

– до 10% на звивистих дорогах (наявність на 1 км дороги більше 5 поворотів з радіусом менше 40 м);

– до 10% для міських умов руху з частими зупинками (міські автобуси, продуктові, інкасаційні, комунальні машини);

до 10% при перевезенні вантажів, що вимагають понижених швидкостей руху;

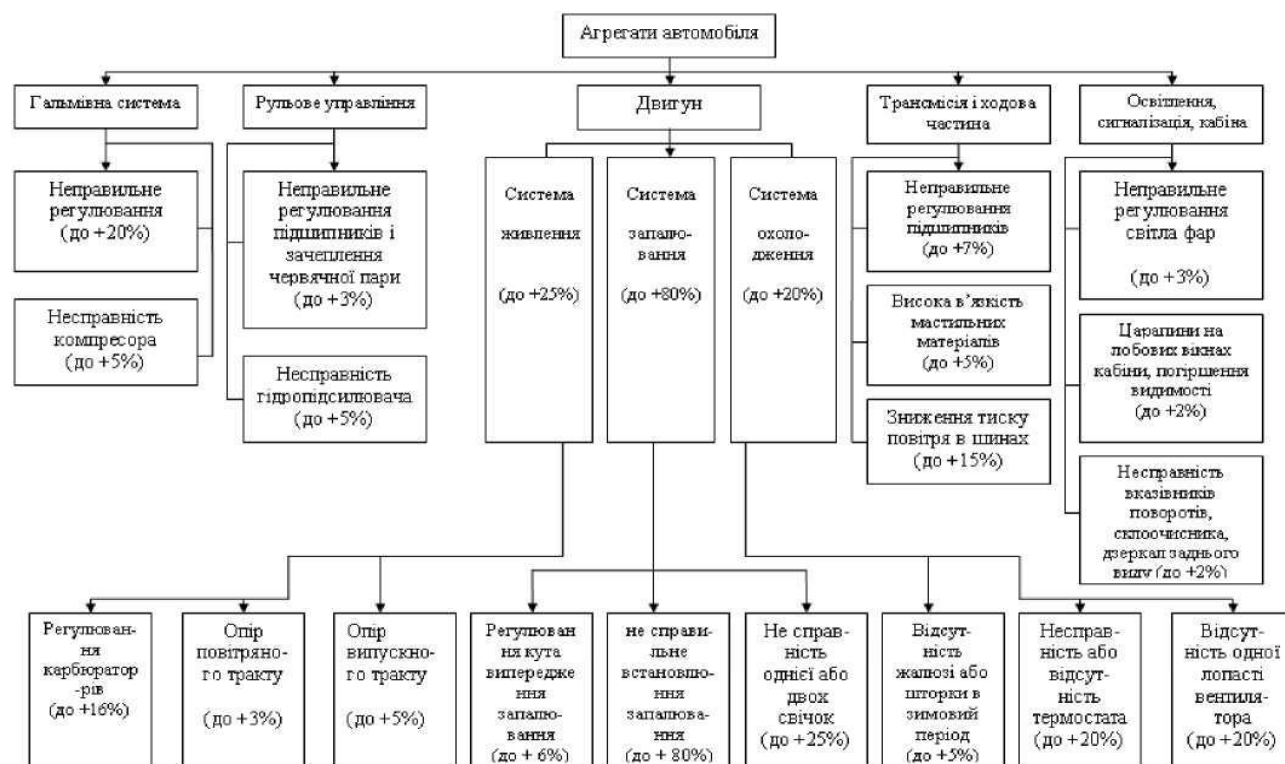


Рисунок 1.2 – Вплив технічних факторів на лінійну витрату палива (у % до встановленої норми)

- до 10% при постійному використанні АТЗ в ролі технологічного транспорту на території підприємств;
- до 20% при їзді в кар'єрах і по польових дорогах;
- до 5% при обкатці (до 1 тис. км) нового або капітально відремонтованого автомобіля;
- до 25% при учбовій їзді;
- до 35% при їзді в умовах бездоріжжя.

Розрахунково – аналітичний метод визначення лінійної норми витрати палива згідно рекомендацій [23] базувався на спрощеному загальновідомому з навчальних курсів теорії автомобіля виразі (1.3) і з опосередкованими значеннями конструктивних параметрів згідно табл. 1.1:

$$Q_s = \frac{g_e(\Psi G_a + k F V_a / 13)}{2700 \eta_T \rho} \times V_a; \quad (1.3)$$

де: g – мінімальна питома витрата палива;

ψ - сумарний коефіцієнт опору рухові;

G_a – вага автомобіля;

k – коефіцієнт опору повітря;

F – лобова площа автомобіля, м²;

V_a – швидкість руху автомобіля, км/год;

η_T — коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Таблиця 1.1 – Узагальнені дані для розрахунку лінійної витрати палива

Тип	V_a ,	ψ	k	F , м ²
Легкові	100	0,015	0,03	2,0
автобуси	60	0,020	0,05	5,5
вантажні	40/70	0,020	0,06	4,0

Розрахункове значення ваги для автобусів відповідає повному

завантаженню, для вантажних автомобілів – лінійна норма розраховується як середньостатистичне значення витрат при русі без вантажу з швидкістю 70 км/год і повністю завантаженого з швидкістю 40 км/год.

Отримані значення Q (окрім автобусів і дизельних вантажних автомобілів) перемножують на 1,1 (бензинові вантажні автомобілі з класичним приводом), на 1,2 (легкові автомобілі та повнопривідні бензинові вантажні автомобілі).

Практично одночасно, в 1978 р. запропонувало також і методику опосередкованого формування лінійних витрат палива для автотранспортних підприємств, що займаються вантажними перевезеннями, на базі норми лінійної витрати палива ЗІЛ–130 з коректуванням для інших моделей вантажних автомобілів та при експлуатації їх з причепами [38]. Очевидно, що дана методика могла використовуватись тільки для наближеної прогностичної оцінки потреб в паливі достатньо крупних авто підприємств з домінуванням однотипних моделей, насамперед ЗІЛ–130.

Більш наближеною до реальної експлуатації є пропозиція щодо врахування в лінійних нормах додаткових витрат палива в залежності від завантаження автомобіля [38], що зрештою знайшло своє відображення і продовження в існуючих лінійних нормах [34]. Коректування базового значення норми Q_s здійснювалось введенням коректуючого коефіцієнта, що враховував обсяг транспортної роботи (завантаження):

– для бензинових вантажних автомобілів:

Безперечно, це є суттєвим кроком уточнення лінійних норм, що раніше використовувались як універсальна базова цифра на всі випадки умов експлуатації. Але з іншого боку викликає сумніви універсальність єдиних поправок для всіх моделей вантажних автомобілів, незалежно від конкретних технічних характеристик двигунів і самих автомобілів, що об'єктивно суттєво відрізняються.

Дослідження по оцінці паливної економічності і введенню якоїсь певної нормативної бази оцінки характерні і для Західної Європи, США, Японії, особливо після паливної кризи 1970 – х роках. Домінуючими в цьому плані є роботи, пов'язані з підбором і оцінкою впливу технічних характеристик силового приводу на паливну економічність [34], однак відомі і роботи по оцінці впливу і умов руху на лінійні витрати палива [19, 38]. Докорінною відмінністю цих досліджень була відсутність цільової установки щодо введення нормативної бази лінійного нормування витрат палива і домінування індивідуального обліку та фактичного нормування для конкретних маршрутів.

Однак для порівняльної оцінки паливної економічності необхідність

$$\Delta Q_s = 2,0 \text{ л/100 ткм}; \quad (1.4)$$

– для дизельних вантажних автомобілів:

$$\Delta Q_s = 1,3 \text{ л/100 ткм}. \quad (1.5)$$

$$Q_3 = \frac{Q_{90} + Q_{120} + Q_{ECE-R}}{3,33}; \text{ л/100 км} \quad (1.6)$$

формування певних типових умов руху стала нагальною.

Певним чином цьому посприяло і введення законодавчих вимог по нормуванню токсичних компонентів в відпрацьованих газах автомобілів (починаючи з 1967 року в США) на базі так званих типових їздових циклів руху, що починали використовуватись і для оцінки паливної економічності [34]. В останні роки існування Радянського Союзу власне таким чином було оновлено нормативну базу для оцінки паливної економічності практично всіх категорій автотранспортних засобів (АТЗ). В Західній Європі, узагальнюючим показником лінійної витрати палива легковими автомобілями набув так званий «Drittel-mix-kraftstoffverbrauch» за яким оцінка паливної економічності базується на середньому показнику витрат палива при швидкості руху 90 км/год. (так звані

федеральні дороги), 120 км/год. (типова швидкість при русі на автобанах) та при проїзді по типовому міському циклу руху:

В США, (де лінійна паливна економічність оцінюється загалом інакше – в пройдених милях на 1 галон бензину) прийняте співвідношення у формуванні результуючого показника як суми питомих частин руху по типовому міському випробувальному циклу – 45% та міжміському циклу – 55%.

Однак і отримані таким чином показники Q_s можуть бути використані тільки як базові, бо в реальних конкретних умовах експлуатації фактичні лінійні витрати палива суттєво відрізняються від базових, отриманих згідно [34], цифр в залежності від типу і стану доріг, величини фактичного завантаження автомобіля, організації руху і середніх швидкостей руху і т.д. Ідеологія досліджень по покращенню нормування паливної економічності в експлуатації базується на методології коректування базових лінійних форм в залежності від використання вантажності, умов руху (питомого співвідношення окремих фаз руху, статистики швидкісних режимів), типу і стану доріг, пори року і т. д.[31 - 36].

Безперечно, оцінка впливу дорожніх умов, режимів руху на паливну економічність автомобіля є складною, не тільки із – за явного взаємозв'язку даних факторів, але і складнощів квантифікації ряду факторів, що відносяться до організації руху (перешкодонасиченість, інтенсивність транспортного потоку і т.д). Існуючі дослідження, сконцентровані на оцінці взаємозв'язку геометричних характеристик доріг (макропрофіль – спуски і підйоми, звивистість дороги в плані) з швидкісними характеристиками автомобілів, але паливна економічність при цьому практично не враховується. Практично вплив поздовжнього профілю дороги (підйоми/спуски) на лінійну витрату палива в значній мірі взаємно вирівнюється почерговістю росту витрати палива на підйомах та зменшення витрат на спусках з достатньо невеликою різницею, обумовленою ККД силового приводу. Вплив поворотів (звивистості дороги в плані) взаємопов'язаний з відповідним зниженням швидкості та додатковими затратами потужності на додання бокового уводу шин. Домінуючим є вплив взаємозв'язку лінійної витрати палива Q_s з зміною швидкості руху.

Взаємозв'язок Q_s з інтенсивністю і організацією транспортного потоку є

значно складнішим з точки зору квантифікації і відтворення – оцінки відповідних “чистих” експериментів, суттєво пов’язаних з уже суб’єктивними факторами (досвідом водія і т.д.).

Зокрема в базових на сучасний момент дослідженнях, що формують діючу теорію технічної експлуатації автотранспортних засобів в Україні [38], визначена наступна класифікаційна структура факторів що визначають експлуатаційну витрату палива, що представлена рисунку 1.3.

Аналіз схеми (рисунок 1.3) свідчить однак про проблемність квантифікації впливу більшості з об’єднаних в групу організаційно – технологічних керованих факторів. Зокрема, якщо ступінь впливу швидкості руху чи коефіцієнту використання вантажності технічно на показники паливної економічності достатньо

однозначно експериментально чи аналітично фіксуються, то графічна залежність взаємозв’язку лінійної витрати палива та коефіцієнту використання пробігу, рівно як і системи обліку і нормування витрати палива, чи якості ТО і ТР представляються доволі невизначено.

Загалом систематизована кількісна оцінка впливу і ранжування значимості експлуатаційних факторів на витрату палива практично відсутня. В відомих дослідженнях можна виділити окремі оцінки взаємозв’язків, на базі яких і проведено аналіз значимості і виділення визначальних факторів.

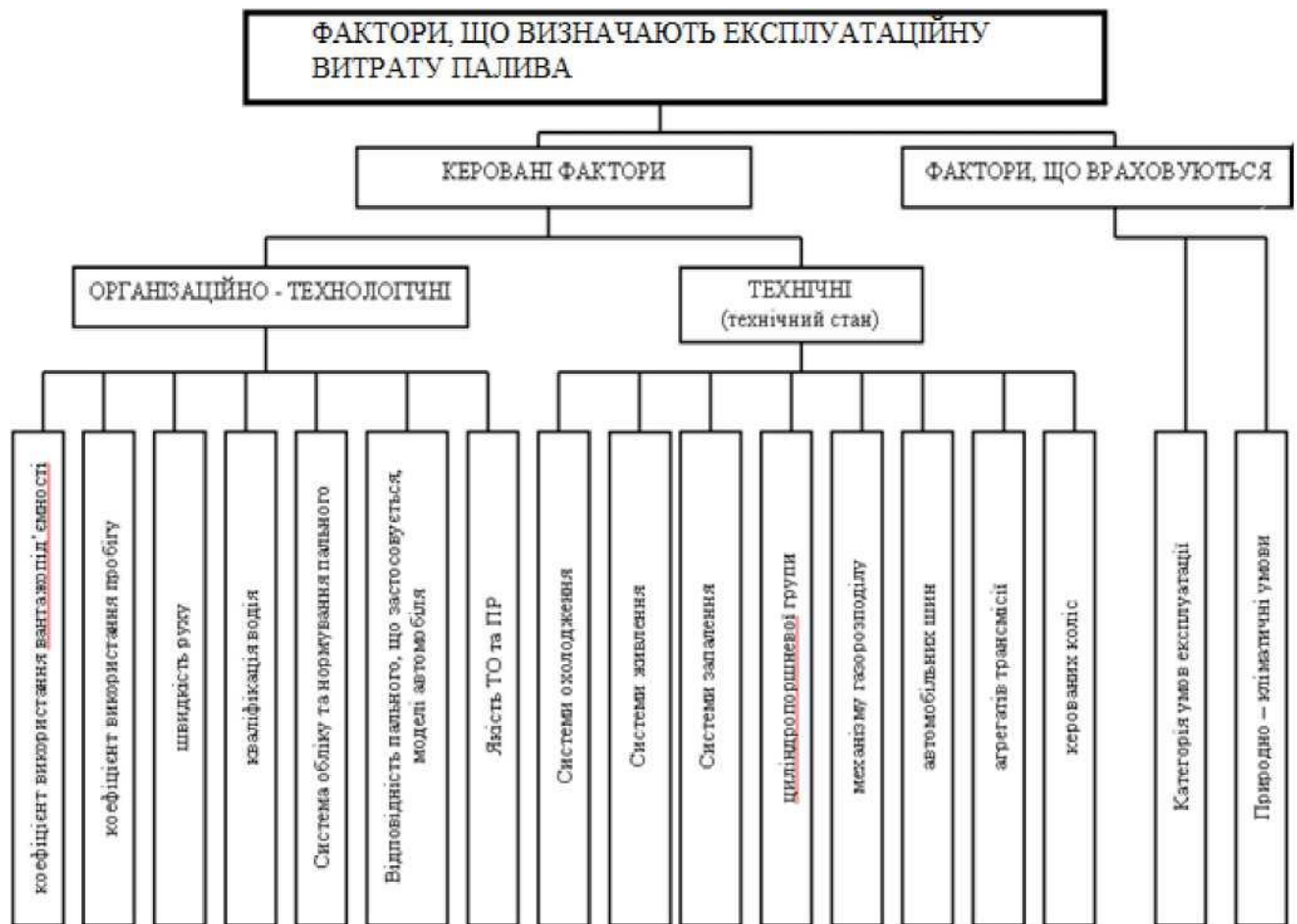


Рисунок 1.3 – Класифікація основних факторів, що впливають на витрату палива

Найбільш повно вплив умов експлуатації на витрати палива автомобілів досліджено в роботі Д.А.Рубця [39]. Хоча і виконана вона в 60-х роках минулого століття і на базі модельного ряду автомобілів, що вже зняті з виробництва, в роботі методологічно виділено дві групи:

- вплив технічного стану автомобіля;
- вплив умов експлуатації.

Огляд роботи [39] дозволяє сформувати наступну структуру і оцінку питомого впливу досліджуваних факторів на витрату палива, таблиця 1.2.

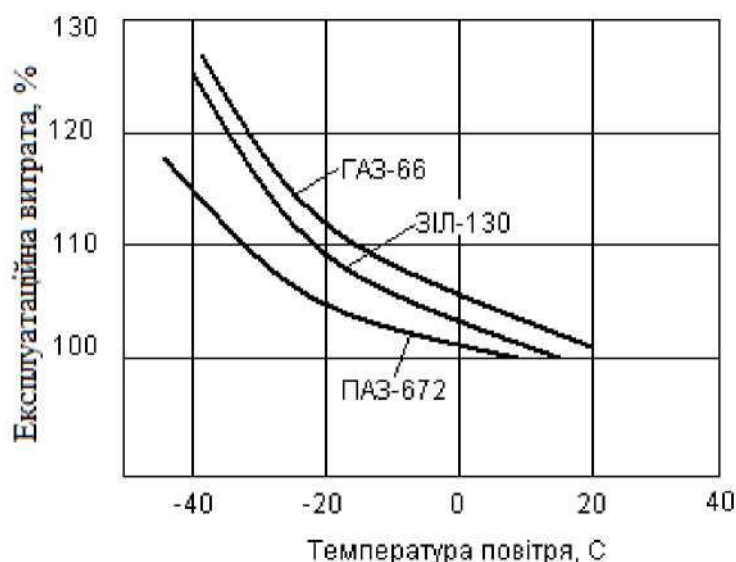


Рисунок 1.4 – Вплив температури повітря на паливну економічність АТЗ при швидкості 50 км/год

Нелінійний характер впливу певних експлуатаційних факторів на фактичні витрати палива що підтверджується узагальненням результатів, рисунок 1.5, додатково ускладнює як дослідження і чітку квантифікацію впливу так і врахування основних визначальних факторів умов і режимів руху на нормування фактичної витрати палива. Структура і ступінь впливу експлуатаційних факторів на втрату палива є в табл. 1.2. Проведений аналіз і узагальнення відомих досліджень по нормуванню експлуатаційної паливної економічності. Загалом систематизована кількісна оцінка впливу і ранжування значимості експлуатаційних факторів. Додатково ускладнює як дослідження і чітку квантифікацію впливу так і врахування основних визначальних факторів умов і режимів руху.

Таблиця 1.2 – Структура і ступінь впливу експлуатаційних факторів на втрату палива

№ з/п	Групи факторів	Питомий вплив, збільшення Q_s %
1	Технічний стан АТЗ на прикладі ГАЗ	
1.1	Знос двигуна	до 4–6
1.2	Підвищення опору випускної системи до 50%	-2-3

1.3	Несправності карбюратора	5–7/10–15
1.4	Несправності системи запалювання	3–25
1.5	Октанове число і фракційний склад бензину	5–8
1.6	понижена робоча температура двигуна (до 40-45°C)	8–10
1.7	Регулювання підшипників і геометрії підвіски керованої осі	до 14
1.8	Відхилення від номінального тиску повітря в шинах на 13 – 15% на 40%	1,6–2 6,8–17
2	Умови експлуатації АТЗ	
2.1	Тип і стан дороги	10–100
2.2	Навантаження (від 0 до номінального 2,5т)	20–25
2.3	Частота зупинок на 1 км шляху (від 0 до 1)	15–25
2.4	Привід допоміжних агрегатів (самоскид)	до 2,2
2.5	Швидкість руху (від 20 до 70 км/год)	до 50
2.6	Досвід водія	до 25
2.7	Макропрофіль дороги (спуски, підйоми) з використанням накату	від –9% до +10%

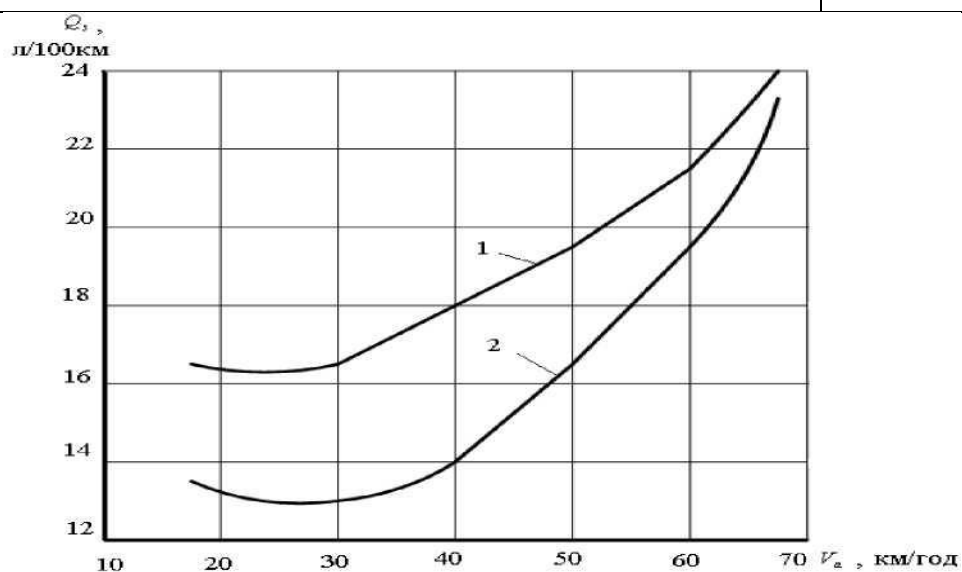


Рисунок 1.5 – Економічна характеристика автомобіля ГАЗ при русі на прямій передачі по дорозі з асфальтобетонним покриттям

На рисунку 1.5 зображено дві характеристики: 1– дійсна; 2 – теоретична при умові найменшої питомої витрати палива в двигуні.

Проведений аналіз і узагальнення відомих досліджень по нормуванню експлуатаційної паливної економічності [26 - 28, 31 - 36, 39] та аналіз розвитку методології нормування лінійних витрат з 1960 р. до 2004 р. [18, 3 8] дозволяє констатувати наступне:

1. При плануванні експлуатаційних норм витрат палива недопустимо враховувати і закладати в норми збільшення витрат, пов'язаних з порушеннями і відхиленнями від номінальних значень заводу – виробника параметрів технічного стану автомобіля (в основному розд.1, табл.1.1);

2. Необхідно мінімізувати або виключити вплив суб'єктивних факторів, які складно представити однозначним чисельним параметром (досвід, вміння та майстерність водія, дорожня ситуація, організація ТО і ПР в автопідприємстві і т.д.).

3. Домінуючий вплив умов руху, насамперед чотирьох визначальних факторів: – швидкості руху;

–типу і стану дороги;

–завантаження автомобіля;

– температури довкілля, що обумовлюють відхилення від фактичних витрат палива в 1,5 – 3 рази від визначених автовиробниками контрольних витрат палива, чи – базових лінійних норм.

Зрештою і в сучасній нормативній базі [38, 19] до так званих базових лінійних норм (методика визначення яких, до речі, не є чітко визначеною і відображеною в нормативній базі галузі) передбачено понад 6 коректуючих поправок та 15 збільшень норм, що:

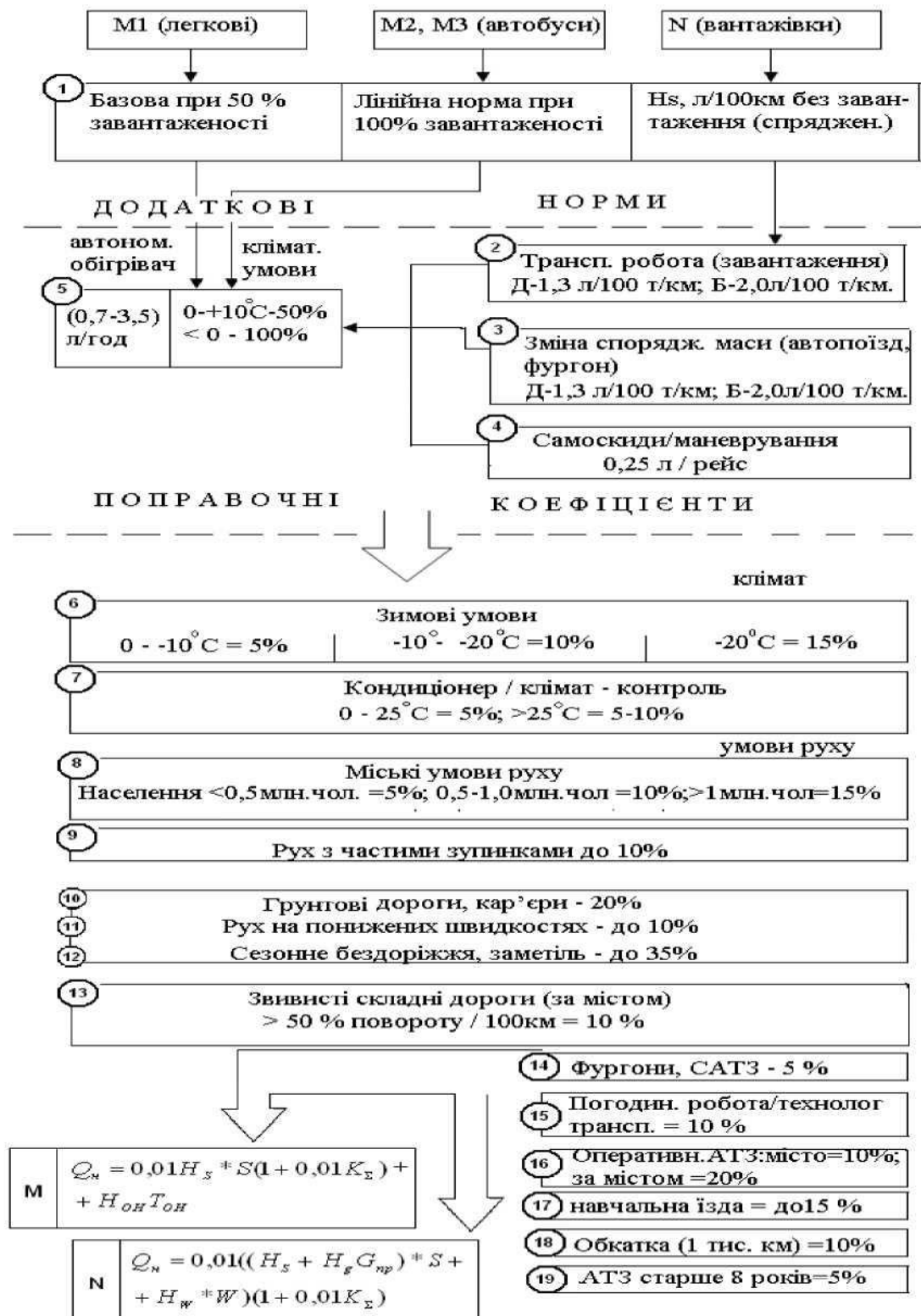
– з одного боку підтверджує багатофакторність проблеми, яку практично неможливо звести до якоїсь однієї цифри, універсальної для всіх конкретних випадків;

–з другого боку вносить суттєві ускладнення і суб'єктивізм в квантифікацію норми із-за достатньо широкого діапазону поправочних коефіцієнтів і суб'єктивної їхньої фіксації.

A , B , C – емпіричні коефіцієнти для кожного типу двигуна. Насамперед

співвідношення діаметра циліндра D і ходу поршня S_n практично надмірно складне та не забезпечує достатньої точності хоча δ в межах $\pm 10\%$. Індикаторний ККД η і питома витрата палива g нелінійно змінюються в декілька разів в залежності від конкретного режиму роботи двигуна, що додатково вкрай ускладнює процес розрахунку завдяки необхідності використання універсальної характеристики двигуна (з завданням у вигляді двомірного цифрового масиву та нелінійної інтерполяції конкретних проміжних точок) та додаткової програми визначення точки роботи двигуна кожному конкретному режиму руху.

В принципі для практичного використання даний варіант теоретичного розрахунку експлуатаційних (лінійних) витрат палива конкретного автомобіля занадто складний, і враховуючи здебільшого емпіричний характер і певний діапазон коливань конкретних значень вищезазначених коефіцієнтів, не дасть достатньої точності результатів. Необхідності використання універсальної характеристики двигуна (з завданням у вигляді двомірного цифрового масиву та нелінійної інтерполяції конкретних проміжних точок) та додаткової програми визначення.



H_s – базова лінійна норма; S – пробіг, км; K – сумарний кор. коефіцієнт;

H_{OH} – норма автономного обігрівача; T_{OH} – час роботи обігрівача;

H_w – норма транспортної роботи; W – транспортна робота.

Рисунок 1.6 – Структура розрахунку нормативної витрати палива.

На рисунку 1.6 представлена узагальнена структура розрахунку

нормативної витрати палива Q_n для базових категорій автомашин (М1 – легкові, М2, М3 – мікроавтобуси і автобуси, N – вантажні автомобілі).

В принципі теоретично можливий розрахунок норми витрати палива для конкретних умов руху автомобіля на базі відомих з теорії автомобіля залежностей, що пов'язують рівняння руху і режими роботи двигуна. Враховуючи нелінійний характер характеристик двигунів та основних залежностей, що визначають затрати потужності на переборення опору рухові використання аналітичного рівняння розрахунку витрати палива, представленої проф. М. Говорущенком [21].

$$Q = \frac{1}{\eta_o} [AU_k + BU_k^2 V_a + C(G_a \Psi + 0,077kFV_a^2 \pm 0,1\beta G_a V_a)], \quad (1.7)$$

$$\text{де} \quad A = \frac{7,95aV_h U_o}{H_H \rho_T \Gamma_k}; \quad B = \frac{0,69bV_h S_i U_o}{H_H \rho_T \tilde{A}_k^2}; \quad C = \frac{100}{H_H \rho_T \eta_{TP}}; \quad (1.8)$$

V_h – робочий об'єм двигуна;

U_o, U_k – передатні числа відповідно головної передачі та виключеної передачі в трансмісії;

g – питома витрата палива двигуном;

V_a – швидкість руху автомобіля;

G – вага автомобіля;

ψ - коефіцієнт дорожнього опору;

$k; F$ – коефіцієнт опору повітря і лобова площа автомобіля;

η_T - ккд трансмісії.

ρ - густина моторного пального;

H_H – нижня теплота згоряння палива;

β - коефіцієнт інерції обертових мас;

η_o - індикаторний ккд двигуна;

S_i – хід поршня.

1.2. Проблема нормування експлуатаційної паливної економічності

Підсумовуючи вищенаведений аналіз робіт по дослідженню і нормуванню паливної економічності автомобіля можна констатувати, що:

- існуюча методологія нормування експлуатаційних витрат палива автомобілів зорієнтована на так звані базові витрати на асфальтобетонних дорогах I категорії і практично не враховує реальну швидкість руху та тип і стан дорожнього покриття;

- коректування норм витрати палива в залежності від завантаження (2,0 л/100 ткм для бензинових вантажних автомобілів і 1,3 л/100 ткм для дизельних) є приблизним, узагальнюючим і не враховує особливості конкретних моделей, кардинальної зміни, що відбулись в техніці двигунів за останніх 20 років (перехід від карбюраторних до інжекторних бензинових двигунів, зменшення робочого об'єму дизельних двигунів з вже традиційним дооснащенням системами турбонаддуву і проміжного охолодження повітря у зв'язку з переходом на екологічні вимоги «Євро-3» – «Євро-5», суттєву інтенсифікацію термодинаміки двигунів). В принципі таке коректування не може бути достатньо точним для всіх типів вантажних автомобілів, включно і нову генерацію моделей, що появились впродовж останнього десятиріччя, відсутні дослідження, які підтверджують адекватність такого коректування;

- особливо актуальним є коректне нормування лінійних витрат для повноприводних автомобілів, що використовуються в силових структурах, насамперед військових автомобілів багатоцільового призначення з суттєво нижчою питомою часткою сумарного пробігу на асфальтобетонних дорогах I та II категорій.

Зокрема згідно [28] питома частка руху на асфальтобетонних дорогах повноприводних військових автомобілів в колишньому СРСР приймалась на рівні 25% сумарного пробігу. Згідно [38] при розробці і випробуваннях повноприводних автомобілів для армії США питоме співвідношення умов руху на дорогах формувалось наступним чином:

- асфальтобетонні дороги – 56%;
- бруківка - 6%;
- ґрунтові дороги - 25%;
- бездоріжжя / пересічена місцевість - 13%.

Зрештою і для неповноприводних вантажних автомобілів, що експлуатуються в сільському і лісовому господарствах, нафтогазовому і

геологорозвідувальному комплексах, системі поштового зв'язку і т. п. теж характерна висока питома частка сумарного пробігу на неасфальтованих дорогах.

Вищенаведене обумовлює актуальність і практичну значимість для експлуатації АТЗ в реальних умовах дослідження і кількісної основи зміни лінійної витрати палива Q_s при відомих технічних характеристиках АТЗ в залежності від основних факторів, що формують Q_s в реальній експлуатації. Як показав проведений аналіз, це відноситься насамперед до трьох визначальних факторів[24]:

- типу і стану дороги;
- швидкості руху автомобіля;
- завантаження автомобіля.

Фактори впливу технічного стану автомобіля і організації руху є питанням насамперед правильної організації експлуатації. Не логічно нормування проводити і під відхилення від нормативних параметрів технічного стану автомобіля (в сторону явного збільшення). Питання організації руху (міські умови, зимовий період, гірські умови) не є домінуючі, важко квантифікуються якимись певними числовими значеннями і їхній вплив достатньо регламентувати певними конкретними коефіцієнтами.

Впливу технічного стану автомобіля і організації руху є питанням насамперед правильної організації експлуатації. Не логічно нормування проводити і під відхилення від нормативних параметрів технічного стану автомобіля (в сторону явного збільшення).

Питання організації руху (міські умови, зимовий період, гірські умови) не є домінуючі, важко квантифікуються якимись певними числовими значеннями і їхній вплив достатньо регламентувати певними конкретними коефіцієнтами.

1.3. Висновки та постановка задач дослідження

Проведений огляд та аналіз існуючих досліджень паливної економічності вантажних автомобілів дозволив виділити 3 характерні групи:

— дослідження взаємозв'язку зміни підбору конструктивних параметрів та технічних характеристик автомобіля з паливною економічністю;

- дослідження впливу умов руху автомобіля на його паливну економічність;

- оцінка впливу технічного стану автомобіля, вкл. регулювання і несправності на збільшення лінійної витрати палива.

З аналізу досліджень випливає, що для серійних конструкцій вантажних автомобілів (при їхньому нормальному технічному стані відповідно до ТУ заводу – виробника) апріорі найбільший вплив мають фактори умов руху:

- швидкість руху;
- тип і стан дорожнього покриття;
- завантаження автомобіля;
- поздовжній профіль (підйоми та спуски), звивистість дороги в плані (кількість і радіуси поворотів на одиницю шляху), тобто геометричні характеристики дороги;
- інтенсивність руху і формування транспортного потоку (в т. ч. характерні типи міського, приміського та міжміського руху);
- атмосферних і кліматичні умови (температура та вологість повітря, напрям і швидкість вітру);
- рівень кваліфікації водія.

Як правило, відомі дослідження заакцентовані на оцінці конкретних двофакторних залежностей витрати палива від якогось з вищезазначених чинників. Практично відсутні комплексні багатофакторні дослідження, що дозволили б дати конкретну кількісну оцінку впливу і взаємозв'язку всіх вище перелічених чинників та відповідно питомої їх значимості на формування сумарної лінійної витрати палива автомобілів.

Для досягнення мети роботи були поставлені та розв'язані такі *задачі дослідження*:

- Розробити методики багатофакторного дослідження і кількісної оцінки взаємозв'язку типу і стану дороги, швидкості руху та завантаження АТЗ з паливною економічністю вантажних автомобілів на базі методів багатофакторного планування експерименту.

- Розробити алгоритм комп'ютерного моделювання руху вантажних автомобілів і розрахунку показників паливної економічності на різних типах

доріг, у т. ч. з поверхнями, що деформуються (грунтових , піщаних, тощо).

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ АТЗ

2.1. Моделювання і розрахунок лінійних витрат палива автомобілів

Моделювання руху автомобіля є найбільш ефективним і швидким засобом дослідження характеристик і параметрів в різних умовах руху і з різними змінами конструктивних параметрів. Головною проблемою є однак забезпечення достатньої точності і адекватності реальним процесам руху, що обумовлює необхідність експериментальних досліджень по оцінці точності математичної моделі і результатів розрахунків.

Враховуючи, що в абсолютній більшості випадків при русі з постійною швидкістю двигун автомобіля працює на режимах часткових навантажень, загальноприйняте в теорії автомобіля використання зовнішньої швидкісної характеристики двигуна для вище задекларованих досліджень є несприйнятним, так як не забезпечить відтворення реальних процесів і необхідної точності.

Складність і низька точність аналітичного опису кривих залежності тягових $M_e(n_e)$ та паливних питомої $\partial_e(n_e)$ чи годинної $G_t(n_e)$ характеристик конкретного двигуна, особливо на часткових режимах, обумовлюють очевидну доцільність задання характеристики двигуна для ряду фіксованих значень педалі паливоподачі h у вигляді цифрового двомірного масиву табульованих даних $M_e(A, n_e)$ і $G_t(I, n_e)$, або $\partial_e(I, n_e)$ з розробкою окремої програми фіксації конкретної точки роботи двигуна шляхом розрахунку з умов потужневого балансу руху в конкретних умовах необхідного значення $M_e(n_e)$ та двомірного інтерполювання масиву фіксованих табульованих значень $M_e(n_e)$, $\partial_e(n_e)$ в дооколі визначеного поточного значення $M_e(n_e)$ та розрахунку відповідного $\partial_e(n_e)$.

Другою базовою особливістю структури моделювання руху автомобіля є достатньо точна фіксація – розрахунок необхідних затрат потужності (відповідно тягового моменту при визначеній найбільш сприятливій передачі U в трансмісії для заданої швидкості руху V) в різних умовах руху в т.ч. і на дорогах з деформованими поверхнями.

Враховуючи суттєве 3 – 7 кратне збільшення опору рухові на деформованих поверхнях доріг і відповідно визначальну значимість затрат потужності і формування витрат палива, власне розрахунок опору рухові і став основою відповідної моделі [29, 24, 28].

Узагальнюючи відомі дослідження [37] можна констатувати що у порівнянні з асфальтобетонним покриттям необхідно враховувати додаткові, суттєві складові коефіцієнту опору рухові:

- від втрат на коливання і тертя в підвісках з-за нерівностей мікропрофілю насамперед ґрунтових і піщаних доріг f_n ;
- від втрат на деформацію ґрунту f_δ ;
- від втрат часткового пробуксовування ведучих коліс, насамперед, на вологих поверхнях ґрунтових і піщаних доріг f_e .

В останніх двох складових f_δ та f_e побічно враховуються і додаткові втрати, обумовлені передачею того чи іншого крутного моменту, через шини ведучих коліс, що виділяються в ряді досліджень в окрему складову [3, 38]. Однак, відсутність конкретних даних втрат потужності на сумарне кутове закручення шин підведеним крутним моментом фактично унеможлиблює практичні розрахунки.

Проте на деформованих поверхнях доріг (бездоріжжях) слід враховувати різницю в опорі рухові f_δ осей, обумовлену різною деформацією ґрунту шинами передньої і задньої осей як завдяки ефекту ущільненням ґрунту після проїзду передньої осі.

Як показано в ряді досліджень [40] вплив швидкості руху V в діапазоні 0–60 км/год на збільшення опору рухові, характерному власне для цих типів доріг, є практично неістотним і ним можна знехтувати. Однак зі швидкістю руху пов'язана практично лінійна залежність росту додаткових втрат від коливань підвіски з-за мікропрофілю дороги f_n [37].

Очевидно, враховуючи завдання дослідження впливу типу і стану дороги на лінійну витрату палива Q_s , необхідно сформулювати вираз, що є діючим для всіх типів доріг з відповідними спрощеними або додатковими складовими сили опору

рухові в залежності від типу дороги.

Спільним для всіх типів доріг є додаткові затрати потужності двигуна, обумовлені нерівностями мікропрофілю дороги і відповідними втратами (тертя в підвісці і шинах) [29, 37].

Додатковий опір рухові, що обумовлений нерівностями дороги, як правило враховують шляхом відповідного збільшення коефіцієнту опору кочення. Квантифікація цього збільшення була предметом досліджень років минулого століття. На початку 60-х рр. розповсюдження набула емпірична формула, отримана проф. А. К. Бірулею на основі статистичної обробки результатів дорожніх експериментальних досліджень [29, 41] :

$$f = 0,01 + \lambda_n * S_n * V_a^2 * 10^{-8}; \quad (2.1)$$

де L_n - коефіцієнт, що залежить від конструкції підвіски автомобіля.

для легкових автомобілів $\lambda_n = 4,0$

для вантажних автомобілів $\lambda_n = 5,5$

V – швидкість руху автомобіля (км / год);

S – показник рівності поверхні дороги, значення якого були сформовані для різних типів доріг згідно табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Показники рівності доріг [24]

Тип поверхні	Стан поверхні		
	відмінний	середній	незадовіль
Асфальт/бетон	50 – 75	150	300
Гравій/щебінь	200	350 – 400	800 – 900
Бруківка	300	500	1000

Однак отримувані таким чином результати коректування коефіцієнту опору рухові занадто узагальнені, незалежно від конкретних особливостей певних моделей автомобіля, типу підвіски, числа осей, шин і т.д. Очевидно, що складова f не може бути однаковою для вантажівки повною масою 3,5 т з

класичною схемою приводу і повнопривідної тривісної моделі повною масою 12 – 14 т.

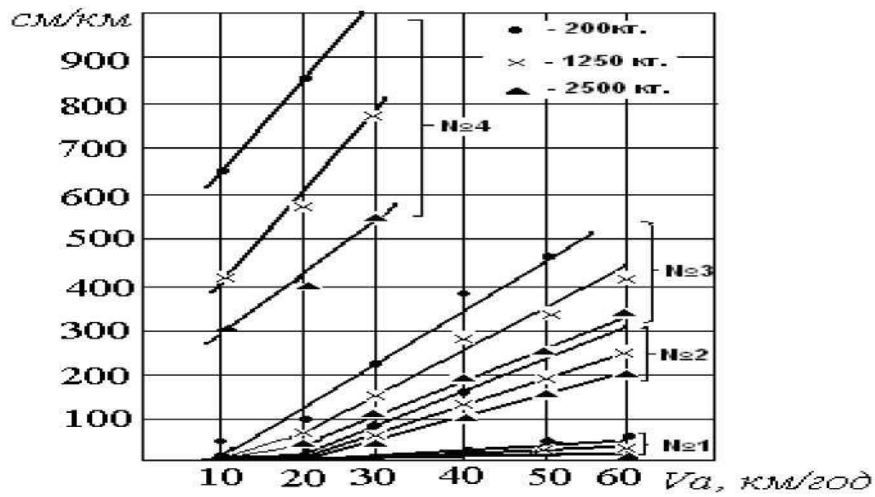
Кількісна оцінка ступеня рівності доріг базується на визначенні суми амплітуд відносно переміщення S системи "кузов - шина" (в см) на 1 км дороги [29, 42, 40]. Експериментальне визначення цього параметру S суттєво простіше у порівнянні з варіантом прямого виміру зміни мікропрофілю дороги q і відповідних амплітуд переміщень непідресорених та підресорених мас.

Найбільш повно ці питання досліджені стосовно існуючого на ті часи типу моделей шин (діагональних) та автомобілів в роботах проф. Говорущенко М.Я. [37, 40], а також в роботах проф. А. Силаєва [30].

Зокрема проф. М. Говорущенко уточнена очевидна зміна сумарної величини відносних переміщень кузова і коліс автомобіля S (см/км) в залежності від швидкості руху автомобіля V і завантаження автомобіля G , що графічно представлена на рис.2.1.

Експериментальні дослідження, що представлені в роботі [82] стосовно вантажних автомобілів ГАЗ – 53, підтвердили суттєвий вплив показника нерівності дороги S на лінійну витрату палива (в межах росту витрати від 17,8 до 24,4 л/100 км), рис.2.2.

Деякі експериментальні дослідження оцінки впливу нерівності поверхні дороги на паливну економічність, а також результати інших досліджень [37] (безпосередньо не пов'язаних з оцінкою впливу S на витрату палива, з акцентом на плавність руху і вдосконалення конструкції підвіски з умов мінімізації втрат енергії при коливаннях) однозначно підтверджують необхідність врахування впливу нерівності поверхні дороги S (в функції швидкості руху V і ваги автомобіля G) на витрату палива Q , а відповідно і при розрахунку сумарної сили опору рухові. Дослідження оцінки впливу нерівності поверхні дороги на паливну економічність.



№1 і №2 – асфальтобетон, №3 – вкатаний гравій, №4 – бруківка

Рисунок 2.1 – Зміна сумарної величини амплітуди відносних переміщень кузова і коліс автомобіля в залежності від швидкості руху і навантаження на дорогах з різним типом і станом покриття [82].

Сумарна потужність N , що потрібна для переборення горизонтальних сил при переїзді через нерівності N і втрат енергії в амортизаторах, ресорах і шинах, визначається згідно [40]

$$N_H = (N_r + N_a + N_m + N_p) = \left(\frac{4,06h_1 m S_0^2 V_a^2}{10^4 L^2} + \frac{2,02c S_0^2 V_a^2}{10^4 L^2} + \frac{2,02c_1 S_{om}^2 V_a^2}{10^4 L^2} + \frac{1,48R_p S_0 V_a}{10^4 L} \right); (2.2)$$

де: $h_1 = \frac{2\pi}{\sigma}$, де σ - частота збурень нерівностей мікропофілю дороги;

m – невідресорені маси;

c – коефіцієнт опору амортизаторів, $\text{кг} \times \text{см}^{-1} \times \text{с}$;

L – довжина нерівностей поверхні дороги, см;

c_1 – коефіцієнт внутрішнього опору шини (при деформації шини приїзді на нерівній поверхні);

R_p – сила опору деформації ресор;

S_{om} – відносне переміщення шини в контакт з дорогою;

S_0 – амплітуда переміщень кузова автомобіля і коліс при русі по нерівностях.

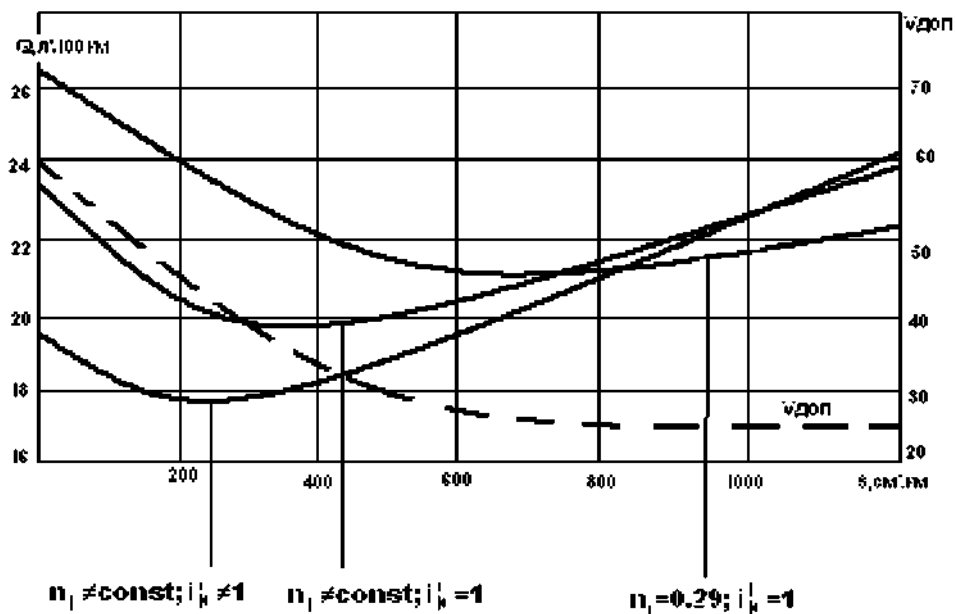


Рисунок 2.2 – Зміна витрати палива автомобіля ГАЗ – 53 в залежності від показника рівності поверхні дороги S з врахуванням зміни допустимої (з умов комфорту) швидкості руху [37]

Таким чином коефіцієнт додаткового опору кочення шин при русі по дорогах з нерівною поверхнею формується згідно [40] наступним чином:

$$f_i = \left[(2,2 \times 10^{-7} c + 1,1 \times 10^{-7} c + 2,26 \times 10^{-7} c_i) \frac{S^2 V_u}{G_a} + 0,56 \times 10^{-4} \frac{R_p \times S}{G_a} \right] = \left(\Psi_1 \frac{S^2 V_u}{G_a} + \Psi_2 \frac{S}{G_a} \right); (2.4)$$

$$\text{де: } \Psi_1 = 3,3 \times 10^{-7} c + 2,26 \times 10^{-7} c_i; \quad \Psi_2 = 0,56 \times 10^{-4} R_p \quad (2.3)$$

При русі на дорогах без твердого покриття (грунтових, піщаних, відкритій місцевості), як вже зазначено вище, суттєвий опір рухові формують і деформація ґрунту та втрати від часткового пробуксовування ведучих коліс (особливо на мокрих та піщаних дорогах).

Вплив деформації ґрунту достатньо детально розглянуто в дослідженнях проф. Іларіонова В.А. [42], проф. Говоруценка М.Я [40, 37], к.т.н. Кошарного М. Ф. [37]. Рух колеса по нетвердій поверхні (мокра ґрунтова дорога, суглинок, супісок, піщані сухі та мокрі дороги, трав'яна місцевість) супроводжується

ущільненням опорної поверхні, утворенням колії від шин, зміщенням частинок поверхні в сторони і по напрямку руху. Додатковий опір рухові (і відповідні затрати потужності) формує глибина колії, тип і стан ґрунту, діаметр та ширина шини та відповідно величина вертикально навантаження на колесо.

З механіки ґрунтів [32, 42] загальноприйнятою є емпірична залежність:

$$f_g = \frac{3}{(\mu+1)(3-\mu)} \sqrt{\frac{h}{D_k}}; \quad (2.5)$$

і відповідно додаткова сила опору рухові:

$$P_{fd} = c_z b_k \frac{h^{\mu+1}}{\mu+1}; \quad (2.6)$$

де: h - глибина створюваної колії;

b_k, D_k - ширина і діаметр колеса (шини);

μ, c_z - емпіричні коефіцієнти, що залежать від складу і стану пластичності ґрунту (відповідно μ - так зв. відносної вологості ґрунту, c_z - коефіцієнт опору ґрунту).

В таблиці 2.2 подано орієнтовні значення c для різних типів поверхні дороги [42].

Таблиця 2.2 – Середні значення c для різних типів доріг

Тип ґрунту	Відносна вологість ґрунту, δ		
	0,5 (сухий)	0,5 – 1,0 (пластичний)	1,0 (текучий)
Піщаний	1,5 – 5,0	–	–
Супіщаний	10 – 15	2 – 6	0,5 – 1
Суглинистий	10 – 20	1 – 5	0,5 – 1
Гравійна суміш	15 – 25	5 – 10	–

Великий діапазон розсіювання c_z і δ (табл. 2.2), що обумовлено

особливостями конкретних ґрунтів вкрай ускладнює розрахунок f в аналітичних дослідженнях. Для спрощення процедури проф. Іларіонов В.А. пропонує приблизну оцінку f в залежності від домінуючого фактора c (рис. 2.3) – практично апроксимацію гіперболічної залежності:

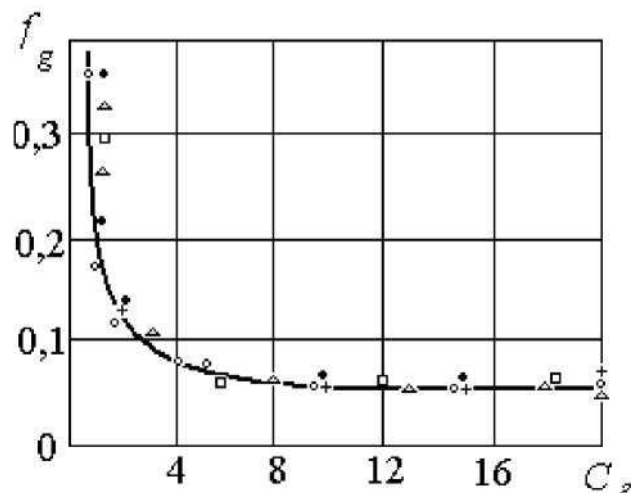
$$f_g = \frac{0,15}{c_2} + 0,05; \quad (2.7)$$

При цьому згідно рекомендації і досліджень проф. В.Ф. Бабкова [32] слід враховувати еластичність шини шляхом коректування визначеного згідно (2.5), (2.7) f'_g

Де діапазон коректування $0,75 \div 0,85$ залежить і від внутрішнього тиску повітря в шині – зменшення тиску дозволяє зменшити глибину колії h , але при цьому дещо зростає ширина колії та внутрішні втрати в шині. (практично певним поверхням повинно відповідати з умов мінімізації втрат і певний тиск повітря).

$$f_g = (0,75 \div 0,85) f'_g; \quad (2.8)$$

Значимість впливу деформації ґрунту на опір коченню колеса (опір рухові автомобіля) – підтверджують і дослідження проф. М.Я.Говорущенка [37, 40] рис.2.4.



Δ – ВАЗ 2107, $\circ$ – ГАЗ – 3110 «Волга», $\square$ – МАЗ – 200, $\bullet$ – ЗІЛ – 130

Рисунок 2.3 – Залежність коефіцієнта опору кочення від опору зминання ґрунту c

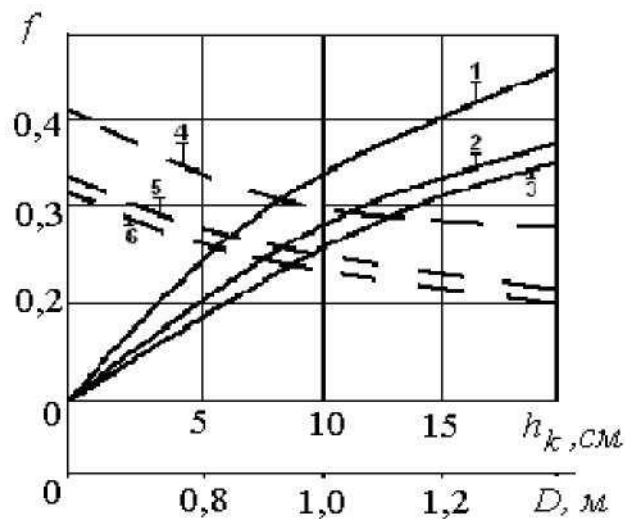


Рисунок 2.4 – Вплив глибини колії h , діаметра колеса D на коефіцієнт опору кочення f колеса [37] (суцільні лінії – залежність від глибини колії при фіксованому діаметрі колеса 860 мм; пунктирні лінії – в залежності від діаметра колеса при глибині колії 10 см.)

На рис. 2.4 лінія 1 відповідає $\delta = 0$; $\delta = 2$; лінія 2 відповідає $\delta = 0,5$; $\delta = 1,5$; лінія 3 відповідає $\delta = 1,0$; лінія 4 відповідає $\delta = 0$; $\delta = 2$; лінія 5 відповідає $\delta = 0,5$; $\delta = 1,5$; лінія 6 відповідає $\delta = 1,0$.

Слід зазначити також вплив вертикального навантаження на колесо і логічне формування різного опору рухові для шин передньої осі (як правило з меншим осьовим навантаженням) так і для задньої чи задніх наступних осей (при однаковій колії повнопривідного автомобіля ці шини вже котяться по попередньо ущільненому ґрунту з відповідним зменшенням глибини колії, але як правило, слід враховувати і зміну осьового навантаження).

Додаткові затрати потужності на пробуксовування коліс на деформованих поверхнях тісно пов'язані з механікою ґрунтів і відповідно з відповідними втратами на деформацію ґрунту. Практично виділяти цю складову опору рухові почали в 70 - х роках минулого століття, як суттєву при русі на м'яких ґрунтах при збільшенні коефіцієнту буксування $S_s > 0,03 \wedge 0,05$, де :

$$S_s = (V_T - V_a) / V_T ; \quad (2.9)$$

де V_m - теоретична швидкість колеса, $V_T = \omega_k r_k$,

ω_k, r_k - кутова швидкість і радіус кочення колеса.

Проблемність аналітичного розрахунку додаткової сили опору рухові від втрат з - за пробуксовування ведучих коліс полягає також в тому, що величина пробуксовування S_δ залежить не тільки від ґрунту, але і від підведеного крутного моменту, що диктується суб'єктивним фактором досвіду водія. Крім цього визначальний вплив має і співвідношення між коефіцієнтом зчеплення шини p_z у поздовжньому напрямі та максимальним значенням коефіцієнта зчеплення μ (з врахуванням зчеплення шин у поперечному напрямі).

В роботі [43] рекомендовано визначати зміну сили опору коченню при пробуксовуванні з $\mu = 0,05$

$$P_f(S_\delta) = P_{fo} (1 + n_f S_\delta^{m_f}); \quad (2.10)$$

де: n_f, m_f - емпіричні коефіцієнти, що залежать від рисунка протектора шини та властивостей опорної поверхні ($n_f = 1 \dots 2, m_f = 1 \dots 2$).

Згідно з експериментальними даними в межах характерного типового для експлуатації буксування :

$$S_\delta = m_{\varphi 1} \frac{P_\varphi}{P_{\varphi \max}} + m_{\varphi 2} \left(\frac{P_\varphi}{P_{\varphi \max}} \right)^2 = m_{\varphi 1} k_\varphi \frac{\varphi_r}{\varphi} + m_{\varphi 2} \left(k_\varphi \frac{\varphi_r}{\varphi} \right)^2; \quad (2.11)$$

де $m_{\varphi 1}; m_{\varphi 2}$ - емпіричні коефіцієнти, $m_{\varphi 1} = 0,25; m_{\varphi 2} = 0,125$

Таким чином, узагальнюючи дослідження по впливу втрат на коливання підвіски f_n , деформацію ґрунту f_g та часткового пробуксовування шин f_b можна сформулювати наступну узагальнюючу залежність :

$$f = f_0 + f_k + f_g + f_a = f_0 + \Psi_1 \frac{S_H^2 * V_a}{G_A} + \Psi_2 \frac{S_H}{G_a} + \frac{3}{(\mu + 1) * (3 - \mu)} \sqrt{\frac{h}{D_k}} + \\ + 3 * [0.25 K_\varphi * \frac{\varphi_l}{\varphi} + 0.125 (K_\varphi * \frac{\varphi_l}{\varphi})^2] \quad (2.12)$$

де f_0 - так зване базове значення коефіцієнту опору коченню в початковому діапазоні швидкості, що характерне для конкретного типу дороги;

Ψ_1 і Ψ_2 - коефіцієнти впливу конструктивних і технічних характеристик

підвіски згідно [40]

K, K_1 - жорсткість, відповідно, ресор і шин;

c, c_1 - опір в амортизаторах і шинах;

A - коефіцієнт лінійного зв'язку φ_i з S_δ ;

μ - емпіричний коефіцієнт, що характеризує відносну вологість ґрунту (0 - 1,0);

φ - коефіцієнт зчеплення шин з дорогою (максимальне значення без пробуксовування);

φ_n - фактичний коефіцієнт повздовжнього зчеплення;

K_φ - коефіцієнт зчипної маси АТЗ, для повноприводних машин (без причепа) $K_\varphi=1$

В таблиці 2.3 наведено типові опосередковані значення умов руху і складових опору рухові.

Таблиця 2.3 - Формування складових опору рухові на різних типах доріг

Типи доріг	f_0	f_H	f_σ	f_δ
	Базовий опір	Рівність, S	Відн. вологість μ	Опір деформованого ґрунту, C_δ
Тверді поверхні				
1. Типовий ас фальто 6 сто н	0,015	50 - 100	0-0,2	-
2. Бруківка	0,015	200-500	0	-
Деформовані сухі поверхні				
3. Ґрунтова	0,035	250-500	0,5	10-20
супісок	0,05 5	400 - 600	0,5	10-15
Вологі	0,05 5	500 - 800	0,75	2-6
	0,070	5 50 - 900	0,75	1-5
Бездоріжжя				
5. Ґрунт	0,1 -0,2	600 - 1000	1	0,5-1

З механіки процесу буксування очевидно методологічно правильно визначення додаткових затрат потужності/опору рухові з умов зміни значень

коефіцієнту зчеплення в процесі - φ_n , що однак нелінійно взаємозв'язаний з величиною буксування (коефіцієнта буксування S_{δ}), [43]. Однак емпіричне визначення значень φ/φ_n (S_{δ}) є достатньо складною процедурою, що вкрай ускладнює і формування бази даних для відповідного моделювання.

Тому для практичного використання більш сприятливими є розрахунок складової f_{δ} через відповідну додаткову затрату потужності двигуна на пробуксовування:

$$N_{\delta} = P_k (V_T - V_a) / B \quad (2.13)$$

де B – розмірний коефіцієнт;

При цьому експериментально легко фіксується різниця колової швидкості ведучого колеса V і фактичної швидкості поступального руху автомобіля V . Однак, розрахунок додаткових затрат потужності двигуна N , спричинених буксуванням, обумовлює або задання певного значення коефіцієнта буксування, або ж задання питомого перевищення крутного моменту, необхідного для переборення решти складових опору рухові f_0, f_n, f_{δ} , що відповідно і сформує величину пробуксовування та різницю V_t / V_a .

Залежність зміни коефіцієнта зчеплення при пробуксовуванні p_n від величини коефіцієнта буксування S з достатньою для практики точністю можна апроксимувати лінійною або параболічною залежністю (після і до зони S , рис. 2.5).

Метою розрахунку руху АТЗ є оцінка лінійних витрат палива Q (л/100км) на вищезгаданих типах доріг (табл. 2.3), основою якого є визначення відповідного режиму роботи двигуна та відповідно, швидкісного режиму, що задається як швидкістю руху, так і відповідною передачею трансмісії з умовами створення необхідного тягового зусилля, що формує навантаження двигуна – необхідне значення крутного моменту $Me(n)$ та відповідні значення питомої $\delta(n)$ чи годинної витрати $G(n)$ палива [37]. Основою якого є визначення відповідного режиму роботи двигуна та відповідно, швидкісного режиму, що

задається як швидкістю руху, так і відповідною передачею трансмісії.

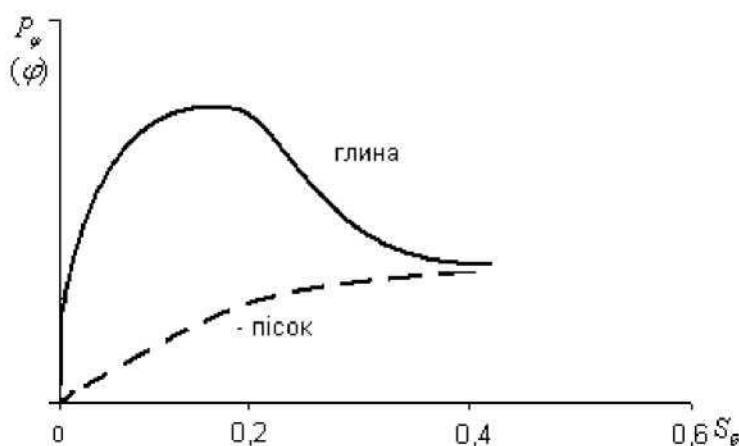


Рисунок 2.5 – Залежність коефіцієнту зчеплення шини $P(\phi)$ від коефіцієнту буксування S

З механіки процесу буксування очевидно методологічно правильне визначення додаткових затрат потужності/опору рухові з умов зміни значень коефіцієнту зчеплення в процесі — ϕ_n , що однак нелінійно взаємозв'язаний з величиною буксування (коефіцієнта буксування S), рис. 2.5. Однак емпіричне визначення значень $\phi/\phi_n (S_{\delta})$ є достатньо складною процедурою, що вкрай ускладнює і формування бази даних для відповідного моделювання.

Пропонований алгоритм розрахунку (рис. 2.6) базується насамперед на визначенні необхідної передачі в трансмісії з умови попадання заданого значення швидкості V в зону частот обертання вала двигуна, наближену до визначальних точок $M_e(n_e) - g_{\min}(n_e)$.

Попередня фіксація необхідної передачі n вводиться в базу даних циклу послідовного розрахунку необхідної потужності для переборення опору рухові, послідовно по f_0, f_n, f_m та S_{δ} .

Відповідно приведено до колінчастого валу двигуна необхідне значення крутного моменту $M_e(n)$, враховуючи кінематичну можливість руху з заданою швидкістю V на декількох суміжних передачах трансмісії, перевіряється з умов максимального наближення до найбільш сприятливої з умов тяги M_e і паливної економичності g_e/G_m зони роботи двигуна і, при необхідності, коректується (замінюється) вибрана передача на вищу або нижчу.

Отримана точка $Me(n_e)$ найбільш прийнятного режиму роботи двигуна є основою для подальшого розрахунку відповідної витрати палива $g_e(n_e)/G_m(n_e)$ шляхом двомірного інтерполювання характеристик двигуна у відповідній точці на базі заданого двомірного масиву фіксованих цифрових значень зовнішньої та часткових характеристик двигуна $Me(n_e, h)$ та де (n_e, h) або $G_m(n_e, h)$, де h - фіксовані значення положення педалі паливоподачі. Як свідчать результати практичних досліджень, для автомобілів на дорогах з твердим покриттям при градації характеристики двигуна по осях n_e і h на 5-8 рівнів достатнім є лінійне інтерполювання точки роботи двигуна :

$$M_e = M_{i,j} + \frac{M_{i+1,j} - M_{i,j}}{n_{i+1} - n_i} (n_e - n_i) + \frac{M_{i,j+1} - M_{i,j}}{n_{j+1} - n_j} (h - h_j) + \frac{(M_{i+1,j+1} - M_{i,j+1} + M_{i,j} - M_{i+1,j})(n_e - n_i)(h - h_j)}{(n_{j+1} - n_j)(n_{i+1} - n_i)} \quad (2.14)$$

де j - індекс табульованого масиву Me , де по вертикалі (відповідно фіксованим паливо подачам - положенням педалі B);

i - індекс табульованого масиву Me , де по горизонталі (для різних фіксованих значень обертів двигуна n_e).

Відповідна блок - схема алгоритму двомірного інтерполювання режимів роботи двигуна наведено на рис. 2.7., графічна ілюстрація послідовності фіксації $Me(n_e)$ з розрахунку балансу потужності руху автомобіля та відповідного інтерполювання $g_e(n_e)$ по аналогії з виразом (2.14) показана на рис. 2.8.

Опрацьований алгоритм моделювання дозволяє побудувати універсальну паливно-економічну характеристику повнопривідного автомобіля практично для всіх умов руху (в т.ч. з відповідними спрощеннями і для доріг I та II категорій з твердим покриттям).

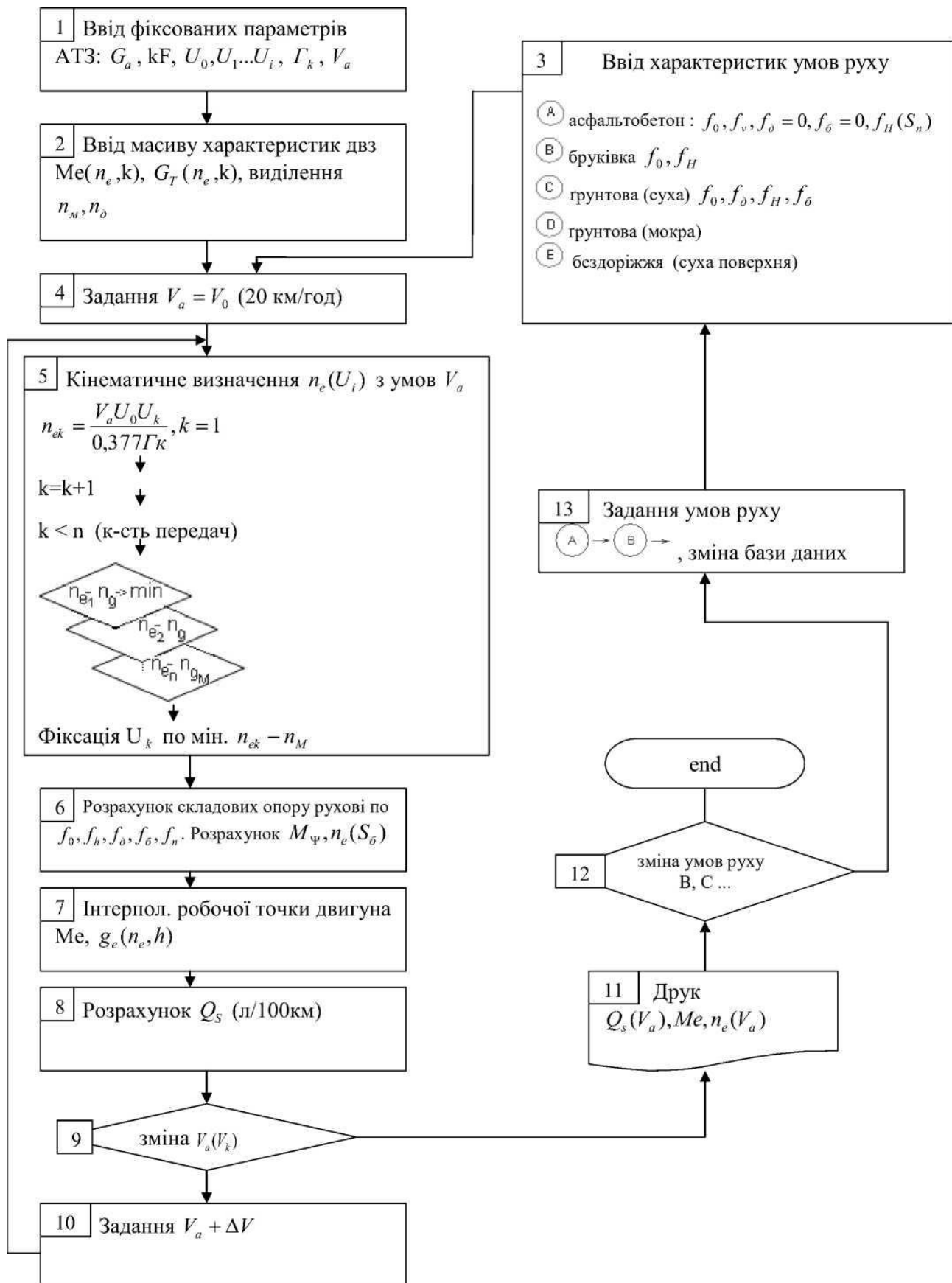


Рисунок 2.6 – Блок – схема алгоритму розрахунку характеристик усталеного руху на різних типах доріг

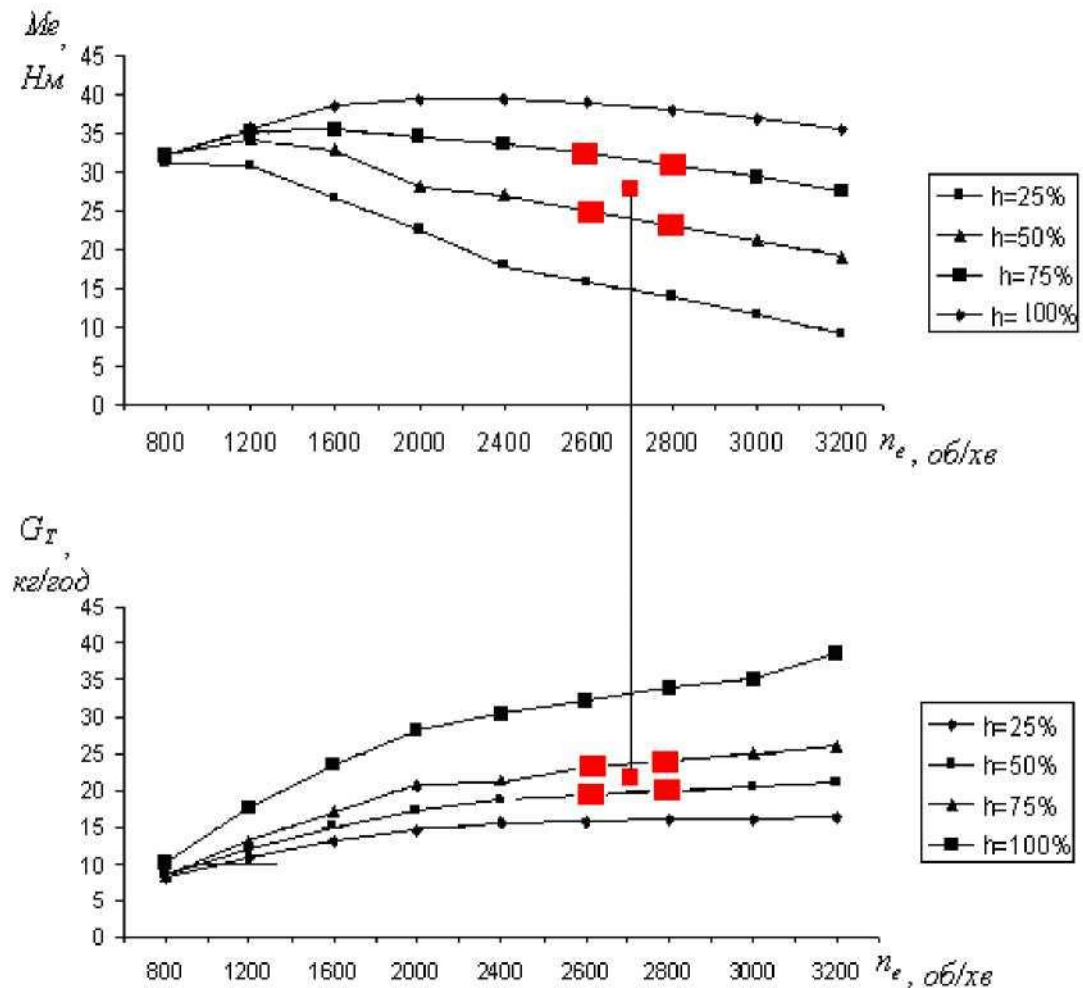


Рисунок 2.8. – Графічна ілюстрація двовимірного інтерполювання робочої точки двигуна по G_T , (h_j, n_i) (на прикладі двигуна ЗІЛ – 130)

Граничними умовами фіксації режиму роботи двигуна у важких умовах руху є звичайно збереження точки $Me(n)$ в межах заданої зовнішньої швидкісної характеристики.

Природно, що програма дозволяє враховувати :

- зміну опору деформації ґрунту f_δ для передньої і задніх осей;
- лінійний вплив швидкості руху V на приріст опору коченню шин внаслідок гістерезисних втрат деформації шин при $V > 40 - 60$ км/год;
- аеродинамічну складову опору рухові f_w за загальноприйнятими залежностями;
- вплив повздовжнього профілю дороги $\pm \sin \alpha$
- додатковий опір рухові f при русі на криволінійних в плані дороги з

ефектом бічного відведення шин.

Розрахунок необхідної потужності для переборення заданого умовами опору рухові передбачає також :

- врахування ширини шин при формуванні складової по f_0 ;
- лінійні зміни радіусу кочення r коліс в залежності від тиску повітря в шинах (в межах до 10%) та підведеного крутного моменту (в межах до 3 – 4%).

Опрацьований алгоритм моделювання дозволяє побудувати універсальну паливно–економічну характеристику повнопривідного автомобіля практично для всіх умов руху (в т.ч. з відповідними спрощеннями і для доріг I та II категорій з твердим покриттям) та на етапі проектування і доводки здійснити відповідну корекцію передатних чисел трансмісії, значно зменшити обсяги і затрати на експериментальні дослідження (тільки для контрольних точок оцінки адекватності моделі), більш об'єктивно підійти до формування лінійних норм витрат палива Q в різних умовах експлуатації.

2.2. Методичні засади багатофакторного дослідження паливної економічності автомобілів в різних умовах руху

Оцінка взаємозв'язку зміни трьох вищезазначених факторів, що є основними для формування умов руху автомобіля (типу і стану дороги, швидкості руху V , завантаження автомобіля G) і лінійної витрати палива Q традиційними методами двофакторного дослідження з необхідною з умов достатньої точності зміною кожного з факторів на 7 – 8 конкретних значень, пов'язана з дуже великим числом досліджуваних комбінацій $N = 8^3 = 512$, що є нереальним для дорожніх

випробувань і вкрай трудомістким для комп'ютерного відтворення. Окрім цього отримані таким чином результати важко представити як графічно, так і в аналітичному вигляді у зручній для практичного використання формі.

Цих недоліків позбавлені методи багатофакторного планування експерименту [92, 93], що знаходять дедалі зростаюче застосування і в дослідженнях експлуатаційних властивостей автомобіля [18, 33], в практиці

параметричної оптимізації систем і агрегатів автомобільних конструкцій. Дана методологія дозволяє отримати і аналітичне рівняння кількісного взаємозв'язку вихідного параметра u (тут Q_s) з зміною вхідних, досліджуваних факторів x_1, x_2, x_3 (тут ψ, V_a, G_a) у вигляді рівняння регресії - полінома:

- для лінійних взаємозв'язків (з урахуванням ефекту взаємодії факторів):

$$U = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3; \quad (2.20)$$

- для нелінійних процесів:

$$U = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 \quad (2.21)$$

де: b_0 - так зване базове значення функції (вихідного параметра);

$b_1...b_3$ - коефіцієнти регресії що кількісно характеризують лінійний взаємозв'язок вихідного параметра u і відповідних досліджуваних факторів x_1, x_2, x_3 ;

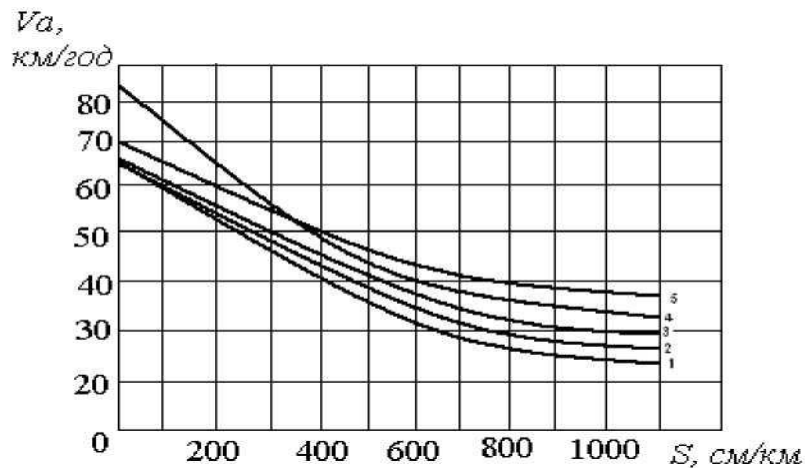
$b_{12}...b_{23}$ - коефіцієнти, що характеризують вплив взаємодії (суміщення) досліджуваних факторів;

$b_{11}...b_{33}$ - коефіцієнти нелінійного взаємозв'язку досліджуваних факторів і вихідного параметра;

Важливим чинником у постановці задачі дослідження і її коректній реалізації є визначення діапазону зміни досліджуваних вхідних параметрів $x_1...x_3$, що з одного боку визначається умовами максимального відтворення реальних умов експлуатації, з іншого боку коректність - суміщення насамперед граничних значень факторів $x_1...x_3$, зокрема діапазон допустимих швидкостей руху на різних типах доріг обмежується як з умов фіксованої максимальної потужності двигуна (що, як правило, формується для забезпечення заданої максимальної швидкості $V_{\max}$ на асфальтованій дорозі 1 кат., але недостатньо для руху з близькими швидкостями на ґрунтових, піщаних дорогах з значно більшим опором рухові Ψ

), так і з умов допустимої швидкості руху з умови допустимої комфортності руху (рис. 2.9, 2.10)

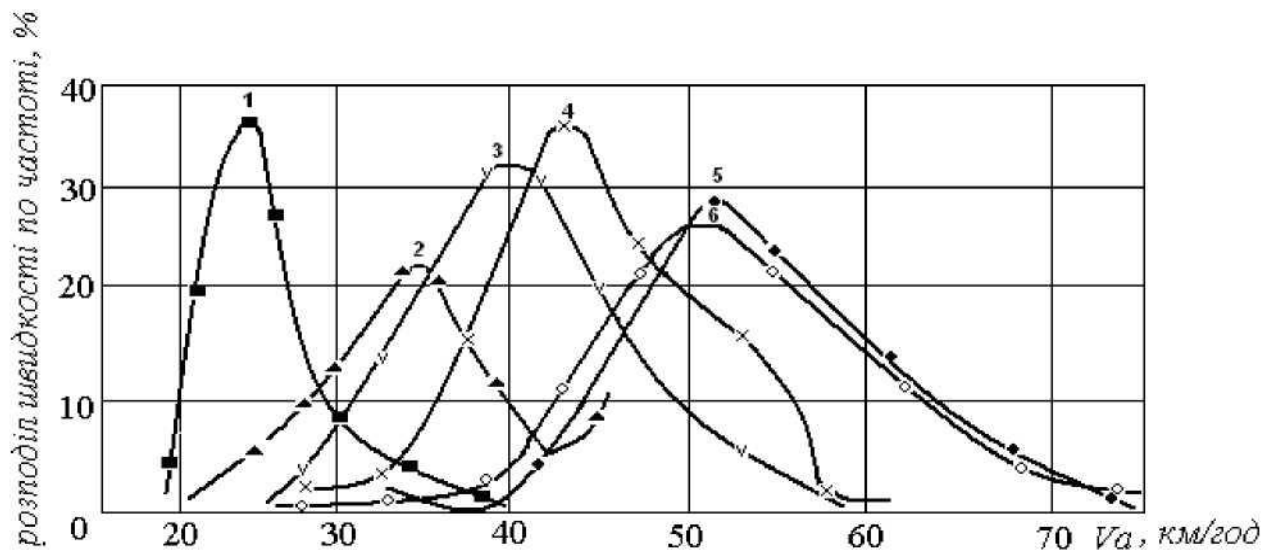
Практично, з аналізу експлуатаційних даних проф. М. Говорущенко представив співвідношення середньостатистичних швидкостей руху різних категорій автомобілів до максимальної на різних типах доріг, табл. 2.10



1 – ГАЗ-53; 2 – ЗІЛ-130; 3 – МАЗ-500; 4 – ГАЗ-3110; 5 – ЛАЗ-5252.

Рисунок 2.9 – Залежність допустимої швидкості руху АТЗ від нерівностей дороги [38]

Тому вибір досліджуваного діапазону швидкості руху логічно обмежити верхнім граничним значенням з умов комфортності або технічно реалізованого значення даного потужністю двигуна у найважчих умовах руху (максимальна, повна завантаженість автомобіля на найважчому типі дороги з найбільшим опором рухові).



1 – по вимощеній, $S_n = 1222$ см/км; 2 – по вимощеній, $S_n = 436$ см/км; 3 – по ґрунтовій дорозі, $S_n = 411$ см/км; 4 – по ґрунтовій дорозі, $S_n = 285$ см/км; 5 – по цементобетону; 6 – по асфальтобетону.

Рисунок 2.10 – Криві статистичного розподілу швидкості руху вантажівки ГАЗ – 53 при русі на різних дорогах [40]

Таблиця 2.4 – Співвідношення дійсної середньої швидкості руху до максимального значення по ТУ на різних типах доріг [40]

	Вантажні автомобілі	Автобуси	Легкові автомобілі
Асфальтобетон, I категорії	0,75 ÷ 0,83	0,80 ÷ 0,85	0,60 ÷ 0,70
Гравій	0,75 ÷ 0,77	—	0,55 ÷ 0,60
Ґрунтова дорога в задовільному стані	0,60 ÷ 0,62	0,58 ÷ 0,60	0,40 ÷ 0,43
Бруківка в середньому стані	0,38 ÷ 0,40	0,42 ÷ 0,45	0,30 ÷ 0,40

Відповідне розмежування досліджуваних типів доріг для класичних вантажних автомобілів, так і для повноприводних.

Суть багатofакторного планування експерименту полягає в заданні плану дослідження, так званої матриці планування, що представляє собою чітко визначені комбінації певних наперед визначених значень вхідних факторів $x_1 \dots x_i$, для кожної з них визначається відповідне значення функції відгуку (вихідного досліджуваного параметра Y (тут Q)). Математична обробка результатів за певною процедурою дозволяє отримати і аналітичний опис кількісного взаємозв'язку $Y(Q_s) = f(x_1 \dots x_i)$.

Для спрощення обробки результатів обробки (реалізації матриці планування) використовуються так звані кодовані значення вхідних факторів $x_1 \dots x_i$, що зв'язані з натуральними значеннями (тут V_a , G_a , ψ) формулами переходу:

$$x_i = \frac{A_i - A_c}{\Delta A_i} ; \quad (2.22)$$

де: A - натуральне значення вхідного фактора x ;

$$A_c = \frac{A_{\max} + A_{\min}}{2} - \text{середньоарифметичне значення вхідного фактора } x;$$

$$\Delta A_i = \frac{A_{\max} - A_{\min}}{2} - \text{інтервал зміни (варіювання) вхідного фактора } x.$$

Узагальнена структура реалізації методу багатофакторного планування експерименту представлена на рис. 2.11.

Для експериментальних досліджень і статистичної оцінки точності, відтворюваності результатів класичного дублювання дослідів для одних і тих же умов (тобто певної комбінації умов руху) використовується перевірка однорідності дисперсій досліджуваного параметра Y в кожному j -му досліді для n повних дослідів.

$$S^2 = \frac{\sum_{j=1}^n (Y_j - \bar{Y})^2}{n-1}; \quad (2.23)$$

де: $\bar{Y}$ – середнє арифметичне, що визначається як сума всіх n окремих результатів, поділена на кількість паралельних дослідів n ;

Y – результат окремого дослідів для j – го рядка матриці (умов експерименту) та дисперсії відтворюваності експерименту в цілому:

$$S^2\{Y\} = \frac{\sum_{j=1}^N \sum_{k=1}^n (Y_{jk} - \bar{Y}_j)^2}{N(n-1)}; \quad (2.24)$$

де: $k \dots N$ порядковий номер і загальне число N рядків матриці планування (умов дослідів).

Оцінка статистичної однорідності, рівно точності експерименту здійснюється оцінкою відношення найбільшої дисперсії з N дослідів до суми всіх

дисперсій і порівняння з табульованим критичним значенням G – критерію Кохрена (рис 2.11).

$$G = \frac{S^2_{\max}}{\sum_{k=1}^N S_k^2}; \quad (2.25)$$

Адекватність отриманої поліноміальної моделі типу (2.20–2.21) перевіряється за допомогою F критерію Фішера:

$$F = S_{\sigma\sigma}^2 / S^2\{Y\}; \quad (2.26)$$

$$\text{де: } S_{\sigma\sigma}^2 = \frac{\sum_{j=1}^N n_j (\bar{Y}_j - \bar{Y}_{jm})^2}{f}; \quad (2.27)$$

f – кількість ступенів свободи (різниця між кількістю дослідів отриманих значень коефіцієнтів регресії);

Y – розрахункове значення вихідного параметра $Y_i(Q_s)$ для j -го рядка матриці (умов дослід), отримане згідно поліноміальної моделі.

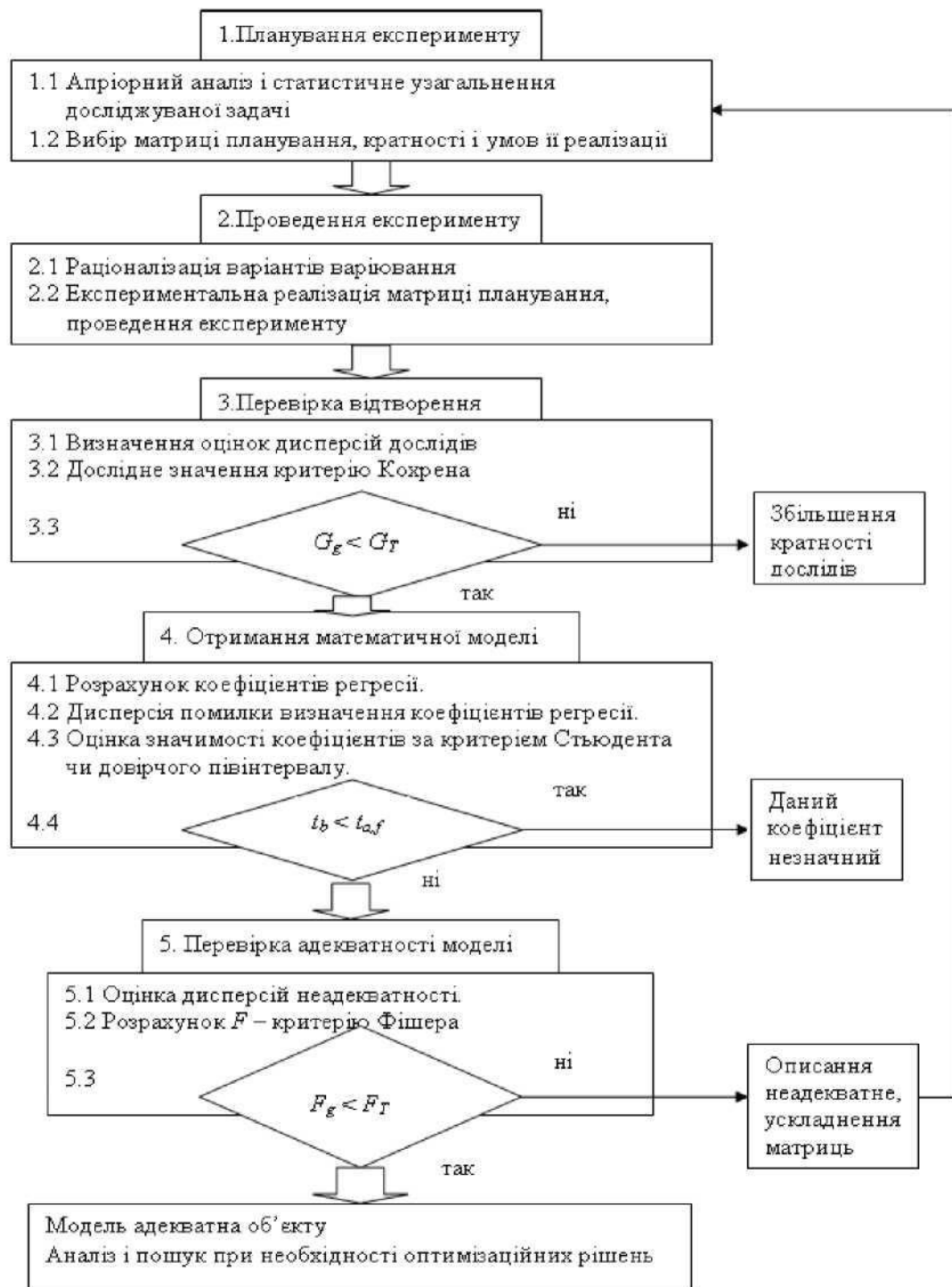


Рисунок 2.11 – Блок-схема застосування методу багатofакторного планування експерименту

Власне перевищення отриманого згідно (2.26) значення F – критерія Фішера допустимого табульованого є підставою для переходу від більш простої матриці лінійного планування (для зазначеної задачі перших 8 рядків матриці) до

більш складної нелінійної.

В нашому випадку при варіюванні досліджуваних факторів x_1, x_2, x_3 на 3 рівнях - 27 рядків - умов порівняння різних значень факторів $x_1 \dots x_3$.

Приклад матриць трифакторного дослідження лінійних взаємозв'язків з варіюванням досліджуваних факторів на 2-х рівнях (мінімальне значення – кодоване -1, максимальне значення в обраному діапазоні, відповідно, +1 типу 2^3 та нелінійного, так званого ортогонального планування на 3 – х рівнях (вводиться проміжне, середньоарифметичне значення, відповідно кодоване «0») представлено в табл. 2.5

Таблиця 2.5 – Матриці трифакторного планування лінійного ($N = 8$) і нелінійного ($N = 27$) дослідження

$N(j)$	X_1	X_2	X_3	$(x'_1)^2$	$(X'_2)^2$	$(x'_3)^2$	$Y_{k=1}$	$Y_{k=2}$	$Y_{k=3}$	Y_j	Y_{jm}
1	–	–	–	1/3	1/3	1/3					
2	+	–	–	1/3	1/3	1/3					
3	–	+	–	1/3	1/3	1/3					
4	+	+	–	1/3	1/3	1/3					
5	–	–	+	1/3	1/3	1/3					
6	+	–	+	1/3	1/3	1/3					
7	–	+	+	1/3	1/3	1/3					
8	+	+	+	1/3	1/3	1/3					
9	0	–	–	–2/3	1/3	1/3					
10	0	+	–	–2/3	1/3	1/3					
11	0	–	+	–2/3	1/3	1/3					
12	0	+	+	–2/3	1/3	1/3					
13	0	0	+	–2/3	–2/3	1/3					
1	0	0	–	–	–	1					
1	+	0	–	1	–	1					
1	–	0	–	1	–	1					
1	+	0	–	1	–	1					

1	–	0	+	1	–	1					
1	0	+	0	–	1	–					
2	0	–	0	–	1	–					
2	+	0	0	1	–	–					
2	–	0	0	1	–	–					
2	+	+	0	1	1	–					
2	–	–	0	1	1	–					
2	+	–	0	1	1	–					
2	–	+	0	1	1	–					
2	0	0	0	–	–	–					

Статистичне опрацювання результатів експерименту Y_j (стовпчик 11 табл. 2.5) дозволяє отримати чисельні значення коефіцієнтів регресії наступним чином:

– для лінійної моделі (2.10), $j=1 \dots 8$

$$b_0 = \sum_{j=1}^{N=8} \bar{Y}_j / N; \quad (2.28)$$

$$b_1 = \sum_{j=1}^{N=8} \bar{Y}_j x_{1j} / 8; \quad (2.29)$$

b_2, b_3 – аналогічно з x_2, x_3 .

$$b_{12} = \sum_{j=1}^{N=8} \bar{Y}_j x_{1j} x_{2j} / 4 \quad (2.30)$$

b_{13}, b_{23} – аналогічно з x_1, x_3, x_2, x_3 .

- для матриці нелінійного планування на 3 рівнях ($N = 27$) з умови збереження ортогональності нелінійної матриці типу 3^3 з варіюванням вхідних факторів $x_1 \dots x_3$ на трьох рівнях.

$$b_0 = \sum_{j=1}^{N=27} \bar{Y}_j / N - 2/3(b_{11}b_{22}b_{33}); \quad (2.31)$$

$$b_1 = \sum_{j=1}^{N=27} \bar{Y}_j x_{1j} / 18; \quad (b_2, b_3, \text{аналогічно}) \quad (2.32)$$

$$b_{12} = \sum_{j=1}^{N=27} \bar{Y}_j x_{1j} x_{2j} / 12; \quad (b_2, b_3, \text{аналогічно}) \quad (2.33)$$

$$b_{11} = \sum_{j=1}^{N=27} \bar{Y}_j (x'_{1j})^2 / 4; \quad (b_{22}, b_{33}, \text{аналогічно}) \quad (2.34)$$

Отримані чисельні значення коефіцієнтів регресії $b_1...b_{33}$ в окремих випадках можуть бути меншими статистичної похибки експерименту в цілому. Для відсіювання і оцінки значущості коефіцієнтів регресії використовується один з двох методів [34]:

- за t - критерієм Ст'юдента

$$t = |b_i| / S\{b_i\} \leq t_{кр}; \quad (2.33)$$

де $S\{b_i\}$ - середньоквадратичне відхилення коефіцієнта регресії b_i

$$S\{b_i\} = \pm \sqrt{\frac{S^2\{Y\}}{N}}; \quad (2.34)$$

$t_{кр}$ - табульоване критичне значення t - критерію Ст'юдента. Довірчий інтервал задається верхньою і нижньою межами $b_i + \Delta b_i$ і $b_i - \Delta b_i$, де

$$\Delta b_i = \pm t_{кр} \{b_i\} \text{ або } \Delta b_i = \pm \frac{t_{кр} S\{Y\}}{\sqrt{N}}; \quad (2.35)$$

Значення коефіцієнтів регресії b_i приймається до розгляду, якщо його абсолютне значення перевищує довірчий інтервал.

Абсолютне значення коефіцієнта регресії дозволяє дати кількісну оцінку значимості впливу досліджуваного фактора x_i на формування досліджуваного параметра Y (тут Q_5) безпосередньо в абсолютній величині (л/100 км), провести

ранжування факторів, що характеризують умови руху - швидкості руху $V_A(x_1)$, типу і стану дороги $T(x_2)$, ваги автомобіля $G_a(x_3)$, за ступенем їхньої питомою значимості у формуванні лінійної витрати палива Q_S . Знак визначеного коефіцієнта (+ чи -) свідчить, що якісний вплив того чи іншого фактора на вихідний показник Q_S (при знаку + збільшення значення x_i обумовлює пропорційний значенню b_i ріст значення вихідного показника - витрати палива і навпаки, негативне значення отриманого коефіцієнта регресії свідчить про протилежне). Важливим є також навіть на рівні лінійного експерименту (так званого повного факторного експерименту ПФЕ, $j=1\dots 8$) кількісна і якісна оцінка ефекту взаємодії, накладання дії досліджуваних факторів $x_1, x_2, x_3, x_1, x_2, x_1, x_3$ (відповідно b_{12}, b_{13}, b_{23}), адже апріорі вплив поєднання факторів O_{ai}, ψ, ψ і V_A, V_A і G_a очевидний. Коефіцієнти b_{12}, b_{13}, b_{23} дають якісну і кількісну оцінки нелінійних взаємозв'язків (впливу на формування лінійної витрати палива).

Другою суттєвою перевагою отримуваних поліноміальних моделей при представленій методиці багатфакторного дослідження $Q_S = f(V_a, G_a, \psi)$ є можливість розрахунку вихідної величини Q_S не тільки для фіксованих умов матриці дослідження (табл. 2.5), але й для любых проміжних значень і комбінацій факторів - умов руху: V_a, G_a, ψ .

Власне це дозволяє використовувати залежності в реальній практиці експлуатації з заданим через формули переходу (2.22) умов руху V_a, G_a, ψ для оцінки Q_S в конкретному випадку.

Певним чином, але без гарантії збереження заданої процедурою (рис. 2.11) статистичної точності, отримані моделі можна використати для оцінки ситуації, коли значення факторів $x_1\dots x_3$ виходять за межі досліджуваного, заданого умовами дослідження діапазону (+1...-1), але при цьому слід приймати до уваги, що отримані результати по Q_S відповідатимуть відповідно лінійному (для рівняння (2.10)) або нелінійному (2.11) екстраполюванню отриманих і статистично достовірних в діапазоні $x_i \geq \pm 1$ залежностей з об'єктивно більшою похибкою у співвідношенні до реальних результатів при заданні $x_i > +1$ чи $x_i < -1$.

Вибір діапазону варіювання вхідних факторів - умов руху для дослідження

є вкрай важливим - з одного боку природне бажання охопити якомога ширший діапазон можливих умов експлуатації, з іншого - чим ширший діапазон, тим, враховуючи нелінійні ефекти і ефекти взаємодії факторів, менша ймовірність отримання достатньо точної поліноміальної моделі, що описує досліджувані процеси.

Виходячи з вищезазначених (табл. 2.4) статистичних співвідношень розподілу середніх швидкостей руху V_a на різних типах доріг можна констатувати певну складність охоплення всього потенційного діапазону V_a для асфальтобетону 1 кат. одночасно з діапазоном V і для ґрунтових чи піщаних мокрих доріг (в т.ч. навіть і з умов недостатньої потужності двигуна конкретної вантажівки з повним завантаженням). Очевидна необхідність фіксації певного проміжного, базового діапазону V , що з одного боку не охоплюватиме швидкості руху, близькі до максимальних, з іншого боку - нижню частину діапазону малих швидкостей руху на мокрих ґрунтових і піщаних дорогах, зовсім не характерних для доріг з твердим покриттям. Відповідно і розмежовуються можливі діапазони дослідження V_a для вантажівки класичної схеми приводу 4x2, 6x2 , що призначенні переважно для експлуатації на дорогах з твердим покриттям, і повноприводних 4x4, 6x6, де значна питома доля експлуатації на дорогах з поверхнями, що деформуються і бездоріжжю.

З іншого боку, отримані поліноміальні моделі $Q_s = f(V, G_a, \psi)$ в коректному з точки зору умов статистично достовірної реалізації матриці (табл.2.5), дозволяють з дещо більшою похибкою давати і прогностичну оцінку зміни Q_s при виході з досліджуваного діапазону (V, O_a, ψ) . При цьому слід зазначити, що виходячи з механіки руху автомобіля ця похибка буде значно меншою при збільшенні V_a за межі діапазону, бо рух здійснюватиметься вже без зміни вищої (прямої) передачі в

трансмисії. Зворотній же процес – з меншими швидкостями нижче граничного значення даного діапазону ($x_i < -1$) супроводжуватиметься значно більшою нелінійністю з-за необхідності переходів на нижчі передачі в трансмісії. Усталений рух для різних передач, як загальновідомо з паливно–

економічних характеристик автомобіля [2, 3, 10, 42], фактично є набором відповідних числу передач кусково – неперервних функцій, кожна з яких є нелінійною і переходи між ними (зміна руху на i -й передачі переходом на $i+1$ -ту передачу чи навпаки) є фактично суттєвими флуктуаціями, апроксимувати які нелінійною функцією 2 – го порядку є практично нереально.

Таким чином в рамках даної задачі дослідження можна визначити два діапазони швидкості руху з розподілом для класичних вантажних автомобілів (4х2) – діапазон “А”, (табл.2.6) і повноприводних автомобілів – діапазон “В”[98].

Таблиця 2.6 – Діапазони зміни швидкості руху V при багатфакторному дослідженні $Q_s = .f(V_a, G_a, \psi)$, км/год

Рівень	Кодоване	А	В
Верхній	+1	60	40
Базовий	0	45	30
Нижній	–1	30	20

Відповідно для груп А і В змінюються діапазони дорожніх умов руху, що умовно для доріг з деформованими поверхнями квантифікуються через базові значення коефіцієнта сумарного опору рухові Ψ (з врахуванням зміни і доповнень пропорційно V_a, G_a згідно (табл.2.7). Усталений рух для різних передач, як загальновідомо з паливно–економічних характеристик автомобіля. Група А і В змінюються діапазони дорожніх умов руху, що умовно для доріг з деформованими поверхнями квантифікуються через базові значення. Таким чином в рамках даної задачі дослідження можна визначити два діапазони швидкості руху з розподілом для класичних вантажних автомобілів (4х2).

Таблиця 2.7 - Діапазони зміни фактору Ψ (типу і стану доріг)

Рівень	Код значення	А	В
Верхній	+1	0,045	0,055
Базовий	0	0,031	0,035

нижній	-1	0,017	0,015*
--------	----	-------	--------

* менше значення для групи «В» (у порівнянні з $\psi = 0,017$ для класичних вантажних автомобілів) обумовлені тим, що тут задається так зване базове (нульове) значення T_0 , до якого додаються складові f_n, f_b, f_g (в функції V_a, G_a) і результуюче ψ (-1) коливається в межах (0,018-0,021), залежно від швидкості руху V_a і завантаження G_a . Для класичних вантажних автомобілів в діапазоні $V_a < 60$ км/год і шин без централізованої системи регулювання тиску повітря загальноприйняті опосередковані значення Ψ з нехтуванням коливань зміни ψ (V_a), що стають суттєвими при $V_a > 60$ км/год.

Практично однозначно квантифікуються рівні завантаження автомобіля - від визначеної технічними умовами спорядженої маси (нижній рівень) до відповідно максимального завантаження (повної допустимої маси по ТУ заводу виробника верхній рівень +1. Враховуючи практично лінійну залежність взаємозв'язку $Q_S = / (G_a)$ для доріг з твердим покриттям для вантажних автомобілів з причепами на дорогах з поверхнями, що деформуються обумовлює необхідність доопрацювання математичної моделі руху в частині складової опору деформації ґрунту f при русі ведених коліс по наперед вкатаній колії тягачем. Дорожні чи аналітичні дослідження по формуванню сумарного опору руху автопоїзда такого варіанту практично відсутні і обумовлюють суттєве розширення задачі дослідження. Очевидно, що близькість до 0 складової f_0 (у веденому режимі), з другого боку об'єктивне зростання f_0 для ведучих коліс тягача, зменшення складових f_g і f_n (попередньо ущільнена поверхня по колії), додаткове зростання опору рухові внаслідок автоколивань причепа і деформації бокового уводу шин навіть при прямолінійному русі тягача, обумовлюють доцільність окремого, достатньо серйозного дослідження [18, 35].

2.3 Висновки

Опрацьована модель усталеного руху автомобіля дозволяє здійснити розрахунок лінійної витрати палива

– з врахуванням реальних навантажувальних характеристик двигуна, що задаються двомірним табульованим масивом даних з двомірним інтерполюванням реального режиму роботи двигуна, в т.ч. і на часткових режимах навантаження з потужневого балансу руху.

– розрахунок потужневого балансу і режиму роботи в різних умовах руху, в т.ч. для повноприводних автомобілів на дорогах з деформованими поверхнями і бездоріжжю

Опрацьована узагальнена методика розрахунку затрат потужності при русі на бездоріжжі і на дорогах без твердого покриття, в т.ч. з деформованими поверхнями.

Квантифіковано діапазони зміни параметрів, що характеризують типові умови руху і формування опору рухові, насамперед для повноприводних автомобілів, де значна питома частка руху на не асфальтованих дорогах і бездоріжжю.

Запропоновано багатofакторну методику кількісної оцінки зв'язку лінійної витрати палива Q_s і основних факторів, що формують умови руху (швидкості руху, завантаження, типу і стану дороги) яка дозволяє сформулювати поліноміальне багатofакторне нормування лінійної витрати палива для конкретних умов руху.

РОЗДІЛ 3. БАГАТОФАКТОРНА ОЦІНКА І ДИФЕРЕНЦІЙОВАНЕ НОРМУВАННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА АВТОМОБІЛЯМИ

3.1. Оцінка паливної економічності вантажних автомобілів класичної компоновки в залежності від умов руху

Враховуючи необхідність володіння достатньо об'ємною технічною базою даних, включно характеристики двигунів на режимах часткових навантажень і послідуєчих експериментальних досліджень в дорожніх умовах. В ролі об'єктів досліджень було обрано 2 класичні вантажівки: – ГАЗ – 3307(ГАЗ – 53) і ЗІЛ – 4333 (ЗИЛ – 130) [24, 36].

Для двох вище приведених моделей (зрештою як і абсолютної більшості середньотонажних вантажних автомобілів) характерною є експлуатація, як на асфальтобетонних дорогах, так і на ґрунтових, гравійних та бруківці з різною питомою часткою пробігу в тих чи інших умовах. Враховуючи, що дані моделі не призначені для експлуатації в умовах бездоріжжя, чи на розбитих мокрих піщаних і ґрунтових дорогах, відповідно обмежуємо умови руху на дорогах з твердою поверхнею і опосередкованими значеннями коефіцієнту сумарного опору рухові Ψ , представленому в табл. 3.1 [24].

Враховуючи достатньо вагому частку руху в міських умовах та на ґрунтових дорогах нижній діапазон швидкості усталеного руху визначено $V = 30$ км/год, верхній – 60 км/год (з можливістю нелінійної екстраполяції результатів до 80 – 90 км/год). Зміна ваги автомобілів задавалась згідно ТУ по даних моделях – від спорядженої (–1) до повної (+1), з максимально допустимим завантаженням.

Таблиця 3.1 – Рівні варіювання досліджуваних факторів для авто ГАЗ – 3307

Рівні	Код. значення	G_a , кг	V_a , км/год	Ψ
Верхній	+1	7370	60	0,045
Базовий	0	5370	45	0,031
Нижній	–1	3370	30	0,017

Необхідні умови комбінації факторів ψ , G_a , V_a для кількісної оцінки рівня зв'язку умов руху і витрати палива автомобілем визначені матрицею планування, що подана в табл. 3.2. Перехід між натуральними та кодованими значеннями досліджуваних факторів впливу на лінійну витрату палива Q здійснюється згідно виразів:

$$X_1 = \frac{Va - 45}{15}; X_2 = \frac{Ga - 5370}{2000}; X_3 = \frac{\psi - 0,031}{0,014} \quad (3.11)$$

Таблиця 3.2 – Матриця планування 3^3 і результати її реалізації при застосуванні до автомобіля ГАЗ – 3307

№ з/п	X_1	X_2	X_3	X_1X_2	X_1X_3	XX	$Q_{експ}$	$Q_{мод}$
1	–	–	–	+	+	+	24,1	23,1
2	+	–	–	–	–	+	29,6	27,6
3	–	+	–	–	+	–	28,9	26,7
4	+	+	–	+	–	–	36,9	34,5
5	–	–	+	+	–	–	28,1	27,0
6	+	–	+	–	+	–	37,1	34,1
7	+	+	+	–	–	+	34,2	33,8
8	+	+	+	+	+	+	42,7	39,2
9	0	–	–	0	0	+		20,1
10	0	+	–	0	0	–		25,1
11	0	–	+	0	0	–		26,7
12	0	+	+	0	0	+		34,7
13	0	0	+	0	0	0		30,8
14	0	0	–	0	0	0		23,7
15	+	0	+	0	+	0		36,6
16	–	0	–	0	–	0		25,0
17	+	0	–	0	–	0		32,1

18	–	0	+	0	–	0		31,6
19	0	+	0	0	0	0		29,8
20	0	–	0	0	0	0		23,4
21	+	0	0	0	0	0		34,6
22	–	0	0	0	0	0		29,2
23	+	+	0	+	0	0		37,1
24	–	–	0	+	0	0		25,2
25	+	–	0	–	0	0		30,9
26	–	+	0	+	0	0		30,7
27	0	0	0	0	0	0		28,2

Опрацювання результатів комп’ютерного моделювання руху автомобіля для конкретних поєднань значень досліджуваних факторів згідно табл. 3.1 дозволило отримати: на 1 етапі (лінійна модель, рядки матриці №1...8) матриця 2^3 .

$$Q_s = 32,7 + 3,88x_1 + 2,98x_2 + 2,83x_3 + 0,25x_1x_2 + 0,5x_1x_3; \quad (3.2)$$

Відтворення результатів комп’ютерного розрахунку на базі отриманої лінійної моделі – рівняння регресії (3.2), що подано в табл.3.2, засвідчило недостатню точність лінійної моделі і явно нелінійні взаємозв’язки значення Q з досліджуваними факторами ψ , G_a , V_a , що обумовило необхідність продовження комп’ютерного моделювання і для умов нелінійної матриці планування 3^3 для $N=1...27$.

В результаті обробки отриманих результатів Q (табл.3.2) після відсіювання незначних отриманих значень коефіцієнтів регресії b з допустимим півінтервалом розсіювання (розд. 2.2). залежність витрати палива автомобіля ГАЗ – 3307 від умов руху можна представити у вигляді:

$$Q_s = 26,7 + 3,1x_1 + 2,97x_2 + 3,8x_3 + 0,4x_2x_3 + 4,1x_1^2 + 0,7x_2^2; \quad (3.3)$$

Розраховані за допомогою виразу (3.3) значення Q для ідентичних умов

руху згідно матриці, що подані в останньому стовпчику (табл. 3.2), засвідчили достатню точність моделі (3.3) з розбіжністю $\pm 0,5\%$.

Отримані результати, насамперед для асфальтованих доріг, практично добре співпадають і з даними інших досліджень варіювання лінійної витрати палива ГАЗ – 3307 в співставимих умовах [19, 20].

Елементарний аналіз рівняння (3.3) свідчить про явний нелінійний взаємозв'язок витрати палива Q і швидкості руху V . Одночасно можна констатувати практично лінійний характер впливу зміни ваги автомобіля G і коефіцієнту опору рухові (типу і стану дороги) T на величину витрати палива Q .

При цьому збільшення коефіцієнта сумарного опору рухові ψ на 0,01 (тобто погіршення стану дорожнього покриття) з точки зору витрати палива кількісно еквівалентно збільшенню маси корисного завантаження на 2 т, що свідчить про явну загальногосподарську ефективність покращення мережі доріг і максимізації питомої частки асфальтобетонних доріг I категорії та підтримання їхнього доброго стану з мінімальним значенням T .

З результатів табл. 3.2 випливає, що перевезення одного і того ж вантажу 4 тони для автомобіля ГАЗ–3307 на асфальтобетонній дорозі I категорії і на ґрунтовій дорозі в середньому стані з однаковою швидкістю 45 км/год супроводжується збільшенням витрати палива на 9,6 л/100 км, при більш реальних швидкостях $V = 60$ км/год на асфальтобетоні і $V = 30$ км/год на типовій ґрунтовій дорозі витрати палива практично співставимі при вдвічі більшій тривалості транспортування і відповідно вдвічі менших обсягах транспортної роботи і ефективності автомобіля.

Діапазон зміни лінійної витрати палива Q в функції швидкості руху V для різних можливих значень поєднань ваги автомобіля G і типу та стану дорожнього покриття T представлено на рис. 3.1. Тут же подано і діапазон (порожній і повністю завантажений автомобіль), а також діючі лінійні норми витрати палива для автомобіля ГАЗ – 3307 згідно діючих норм [18].

Окрім квантифікаційної бази диференціювання лінійних норм витрати палива Q (л/100км) вантажного автомобіля ГАЗ – 3307 отримана модель (3.3)

дозволяє провести якісний і кількісний аналіз взаємозв'язку Q і зміни конкретних вищезазначених факторів - умов руху. Якщо врахувати поєднання T і G_a у формі сумарного опору рухові $P = \psi G_a$, то графічно взаємозв'язок $Q_s = f(p)$ можна представити у вигляді сімейства практично прямих ліній для різних значень швидкості руху. (рис.3.2)

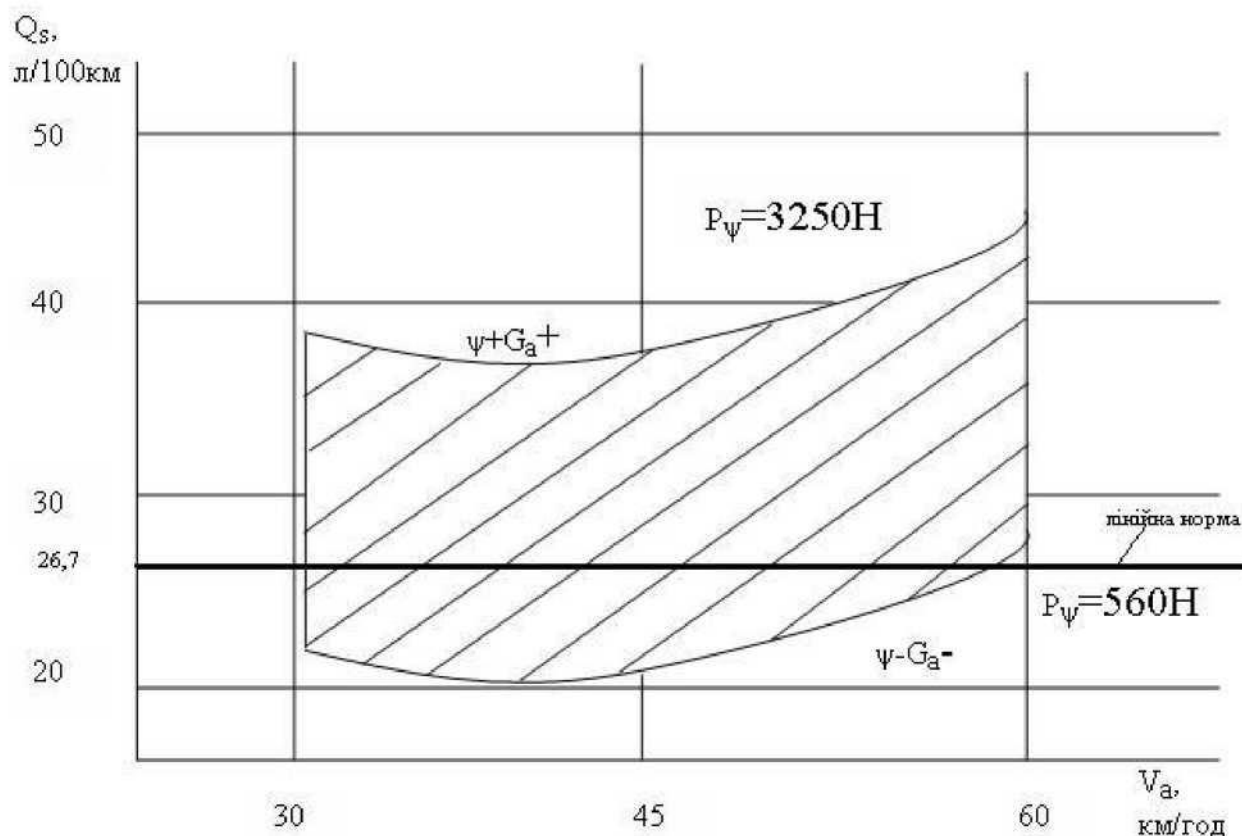


Рисунок 3.1 – Паливно-економічна характеристика сталого руху автомобіля ГАЗ-3307.

Аналізуючи вираз (3.3), а також рис. 3.1. і 3.2., можна також зробити висновок про наявність певних еталонних значень швидкості руху V в кожних конкретних умовах руху ψ та G_a , що забезпечують найменшу лінійну витрату палива Q_s . З умов практичного застосування, так із умов порівняльного аналізу і підтвердження.

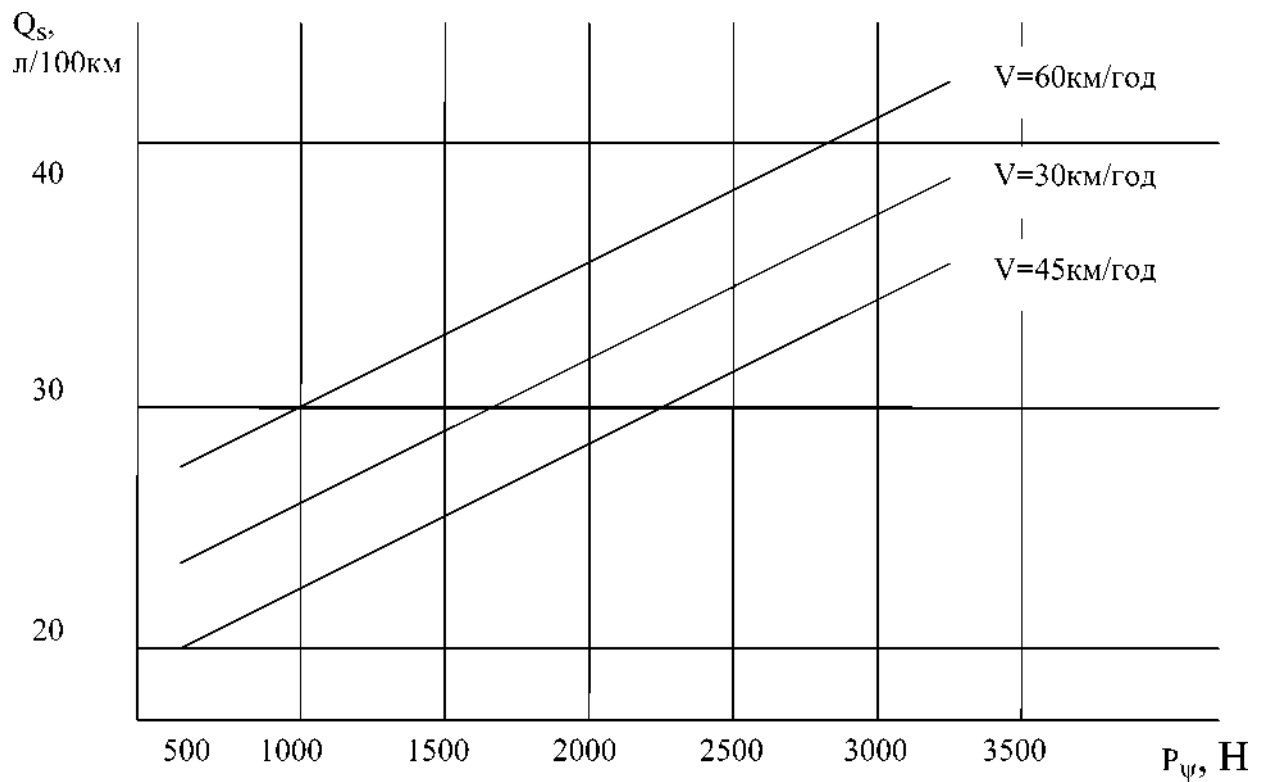


Рисунок 3.2 – Залежність витрат пального ГАЗ–3307 від сили сумарного опору руху.

Як з умов практичного застосування, так із умов порівняльного аналізу і підтвердження (чи не підтвердження) характеру отриманих характеристик кількісного взаємозв'язку $Q_s = f(V_a, G_a, \psi)$ аналогічне комп'ютерне дослідження було проведено і для вантажного автомобіля ЗІЛ – 4333.

Діапазон варіювання досліджуваних факторів змінами були тільки по відповідних даній моделі значеннях спорядженої і повної маси (табл. 3.3).

Природньо, що відповідно змінені і технічні характеристики об'єкту дослідження (інші параметри бензинового двигуна ЗІЛ – 130, конструктивні параметри силового приводу).

Зміщення на 0,001 нижнього значення коефіцієнта сумарного опору рухові Ψ обумовлено як зміною характеристик шин конкретної моделі автомобіля.

Таблиця 3.3 – Рівні варіювання досліджуваних факторів для автомобіля ЗІЛ – 4333.

Рівні	Кодоване значення	G_a , кг	V_a , км/год	Ψ
Верхній	+1	9700	60	0,046
Базовий	0	7200	45	0,032
Нижній	-1	4700	30	0,018

Зміщення на 0,001 нижнього значення коефіцієнта сумарного опору рухові Ψ обумовлено як зміною характеристик шин конкретної моделі автомобіля, так і запланованими дорожніми випробуваннями на бетонній дорозі з дещо вищим опором коченню (у порівнянні до асфальтобетонного покриття для ГАЗ – 3307 з дещо більшими гістерезисними втратами кочення шин). Відповідно формули переходу:

$$X_2 = \frac{G_a - 7200}{2500}; \quad X_3 = \frac{\Psi - 0,032}{0,014}; \quad (3.4)$$

Таблиця 3.4 – Матриця планування типу 3^3 і результати її реалізації при застосуванні до автомобіля ЗІЛ-4333.

№ з/п	X_1	X_2	X_3	X_1X_2	X_1X_3	X_2X_3	$Q_{експ}$	$Q_{мод}$
1	-	-	-	+	+	+	29,0	29,0
2	+	-	-	-	-	+	25,8	25,8
3	-	+	-	-	+	-	34,8	36,8
4	+	+	-	+	-	-	38,7	38,8
5	-	-	+	+	-	-	34,8	34,8
6	+	-	+	-	+	-	38,7	38,7
7	-	+	+	-	-	+	58,4	58,4
8	+	+	+	+	+	+	60,2	60,2

9	0	-	-	0	0	+		20,4
10	0	+	-	0	0	-		35,1
11	0	-	+	0	0	-		32,3
12	0	+	+	0	0	+		54,2
13	0	0	+	0	0	0		43,1
14	0	0	-	0	0	0		27,3
15	+	0	+	0	+	0		49,6
16	-	0	-	0	+	0		34,3
17	+	0	-	0	-	0		32,1
18	-	0	+	0	-	0		51,2
19	0	+	0	0	0	0		43,6
20	0	-	0	0	0	0		29,2
21	+	0	0	0	0	0		41,5
22	-	0	0	0	0	0		43,3
23	+	+	0	+	0	0		49,6
24	-	-	0	+	0	0		35,2
25	+	-	0	-	0	0		34,1
26	-	+	0	-	0	0		52,4
27	0	0	0	0	0	0		37,1

Статистична обробка результатів комп'ютерного розрахунку Q згідно умов матриці (табл. 3.4) дозволила отримати лінійну модель $Q_s = f(V, G_a, \psi)$ у вигляді:

$$Q_s = 40,2 + 0,5x_1 + 8,14x_2 + 7,81x_3 + 0,29x_1x_2 - 2,3x_1x_3 + 3,14x_2x_3; (\text{л/100км}) \quad (3.5)$$

Однак, як і у попередньому випадку з ГАЗ – 3307 лінійна модель (3.5) недостатньо точно описує результати комп'ютерного розрахунку (табл. 4.2 – значення Q лін). Тому аналогічно попередньому варіанту було реалізовано процедуру нелінійного дослідження на 3 рівнях x_1, x_2, x_3 , статистичне опрацювання результатів чого дозволила отримати нелінійну модель у вигляді:

$$Q_3 = 33,0 + 8,3X_2 + 8,0X_3 + 2,7X_2X_3 + 12,2X_1^2 - 0,6X_2^2 - 1,8X_3^2 ; (\text{л/100км}) \quad (3.6)$$

Рівняння регресії (3.6) в принципі підтверджує загальний характер взаємозв'язків $Q_s = f(V, G_a, \psi)$, отриманий стосовно ГАЗ - 3307 (3.3), з більш яскраво вираженим нелінійним зв'язком Q від швидкості руху V .

Питома вага факторів, що визначають умови руху, практично співставима для обидвох моделей вантажних автомобілів:

– найбільший вплив на формування Q має швидкість руху V , коливання значення якого на ± 15 км/год від базового значення $V = 45$ км/год обумовлює відповідні коливання $\pm 26 \div 28\%$ від базового значення Q (при решті рівних умовах);

– другим за значимістю фактором, що формує Q_s , є тип та стан дороги t . Рух на асфальтобені чи ґрунтовій посередній дорозі обумовлює коливання лінійної витрати Q на $18 - 25\%$ від базового опосередкованого значення;

– вплив завантаження автомобіля G співставиме з впливом типу дороги.

Діапазон коливань лінійних витрат палива Q для вантажного автомобіля ЗИЛ – 4333 для різних заданих умов руху на рис. 3.3 (паливно – економічна характеристика).

У порівнянні до нормативної лінійної витрати згідно [18, 19], $Q = 31,5$ л/100 км реально зафіксований діапазон (табл. 3.4) від 25,8 до 60,2 л/100 км, що підтверджує необхідність диференційованого нормування з врахуванням конкретних умов руху.

Аналогічно, як і для ГАЗ – 3307 характерний практично лінійний взаємозв'язок $Q_s = f(\psi G_a)$, рис.3.7. Співставляючи результати досліджень для обидвох типових моделей можна констатувати загальні закономірності якісного і кількісного взаємозв'язку витрати палива та основних факторів, що визначають умови руху.

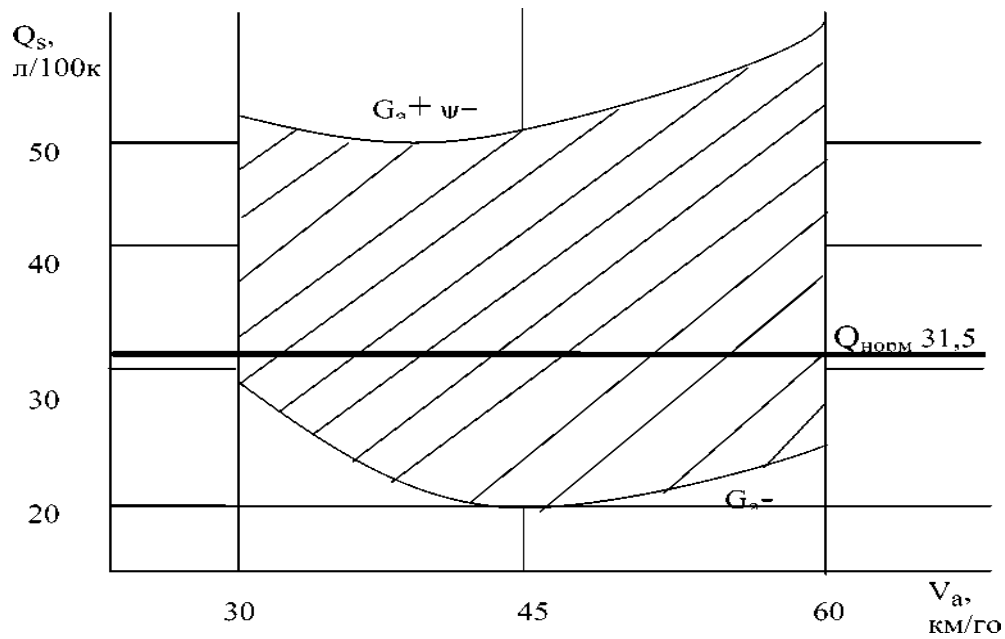


Рисунок 3.3 – Паливно-економічна характеристика усталеного руху автомобіля ЗІЛ-4333

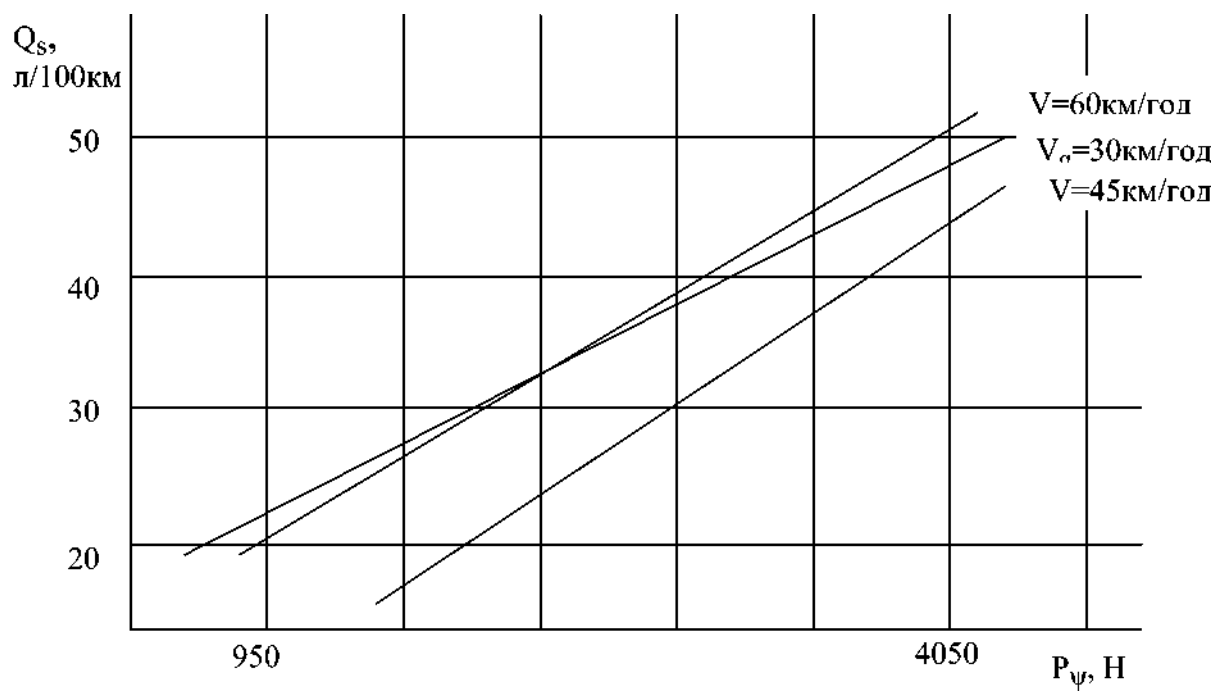


Рисунок 3.4 – Залежність лінійних витрат пального ЗІЛ-4333 від сили сумарного опору руху P

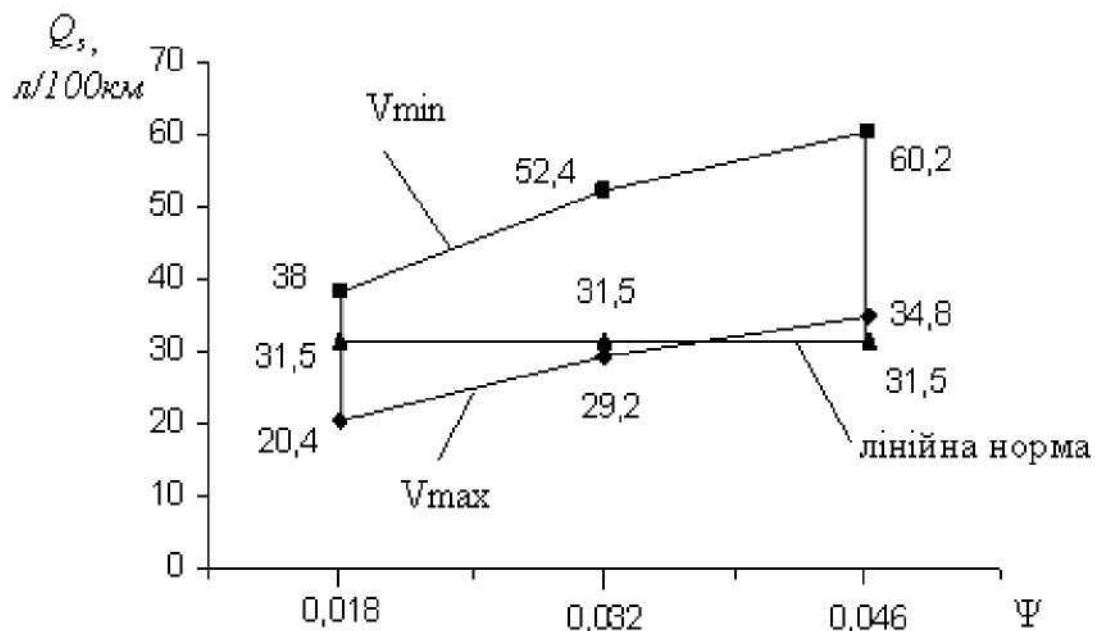


Рисунок 3.5 – Залежність лінійних витрат пального ЗІЛ–4333 від типу і стану дороги Ψ

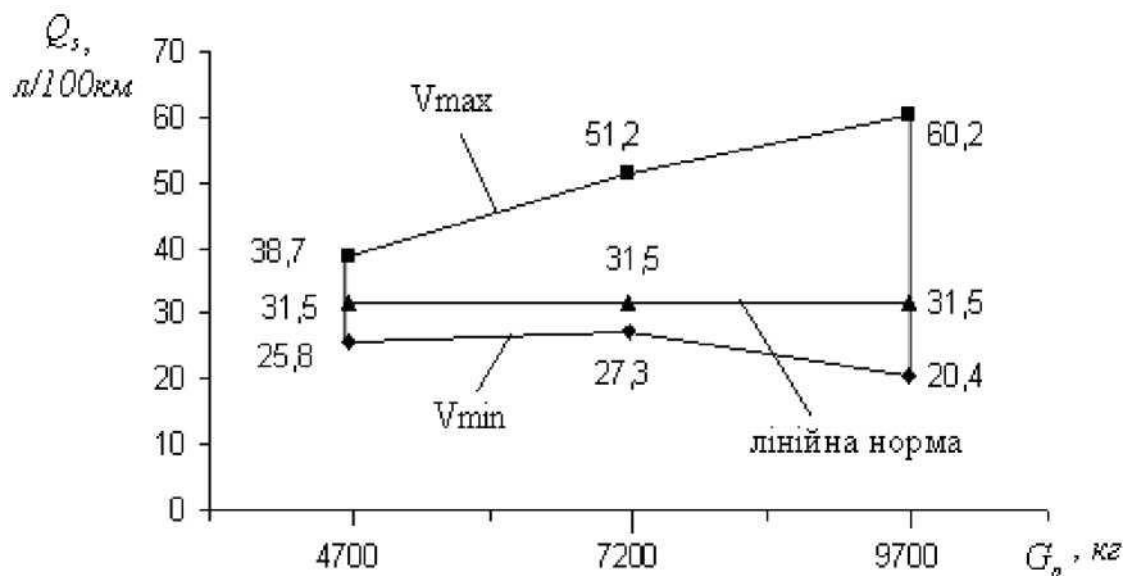


Рисунок 3.6 – Залежність лінійних витрат пального ЗІЛ–4333 від завантаження G_a

Порівняльна оцінка залежності діапазону витрати палива Q завантажених автомобілів з мінімальною (30 км/год) та максимальною (60 км/год) швидкістю на різних типах доріг представлена на рис.3.7

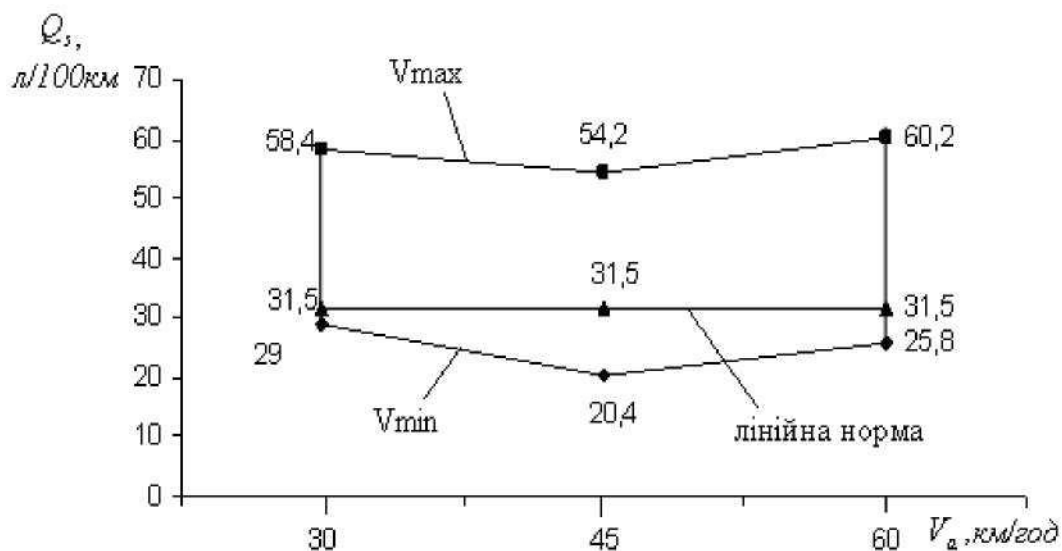


Рисунок 3.7 – Залежність лінійних витрат пального ЗІЛ–4333 від швидкості руху на різних типах доріг

3.2 Оцінка паливної економічності повноприводних вантажних автомобілів

Умови експлуатації повноприводних вантажних автомобілів, насамперед в Збройних Силах (в інших силових структурах), як уже зазначалось раніше в розділі 2, суттєво відрізняються від класичних вантажних автомобілів, і охоплюють як значно ширший діапазон типів доріг, так і характерні іншим питомим розподілом сумарного пробігу на дорогах з твердим і з покриттям, що деформується. Природно, що і діапазон швидкостей руху повноприводних вантажних автомобілів, на прикладі КамАЗ – 4310, зміщується в зону нижчих значень.

При формуванні матриці дослідження до уваги було взято можливість реального відтворення умов руху, що представлено як необхідністю послідууючої експериментальної оцінки адекватності отриманої регресійної моделі $Q_s = f(V, G_a, \psi)$, так і оцінки емпіричних коефіцієнтів складових сумарного опору рухові (ψ), аналітичне визначення яких затруднене у зв'язку з досить обмеженими даними у відомих дослідженнях.

Слід зауважити, що тут приведені тільки так звані базові значення коефіцієнта сумарного опору рухові t_0 , так як реальне значення t відповідно

рівне $x_3 = +1, 0$ чи -1 суттєво відрізнялось практично для кожного конкретного випадку і залежали як від швидкості руху, так і ступеня деформації поверхні, нерівностей дороги і величини пробуксовування шин.

Таблиця 3.5 – Рівні варіювання досліджуваних факторів – умов руху для КамАЗ – 4310

Рівні	Кодоване значення	V_a (км/год) (x_1)	ψ (x_2)	G_a , кг (x_3)
				КамАЗ – 4310
Верхній	+1	40	0,055	15000
Базовий	0	30	0,035	11500
Нижній	-1	20	0,015	8000

Перехід між натуральними та кодованими значеннями досліджуваних факторів здійснюється згідно:

$$x_1 = \frac{V_a - 30}{10}; x_2 = \frac{\Psi - 0.035}{0.020}; x_3 = \frac{G_a - 11500}{3500} \quad (3.11)$$

Таблиця 3.6 – Матриця планування і результати оцінки витрат палива автомобіля КамАЗ – 4310 в різних умовах руху.

№ з/п	$X_1(V)$	$X_2(\psi)$	$X_3(Ga)$	X_1X_2	X_1X_3	X_2X_3	$(X'_1)^2$	$Q_{еккс}$	Q_m
1	—	—	—	+	+	+	1/3	35,2	35,6
2	+	—	—	—	—	+	1/3	29,5	29,8
3	—	+	—	—	+	—	1/3		64,1
4	+	+	—	+	—	—	1/3		37,8
5	—	—	+	+	—	—	1/3		41,0
6	+	—	+	—	+	—	1/3		37,3
7	—	+	+	—	—	+	1/3		79,0
8	+	+	+	+	+	+	1/3		74,0

9	0	–	–	0	0	+	–2/3	31,2	31,4
10	0	+	–	0	0	–	–2/3		60,1
11	0	–	+	0	0	–	–2/3		39,0
12	0	+	+	0	0	+	–2/3		78,4
13	0	0	+	0	0	0	–2/3		60,2
14	0	0	–	0	0	0	–2/3	58,8	58,4
15	+	0	+	0	+	0	1/3		56,2
16	–	0	–	0	+	0	1/3	60,4	60,9
17	+	0	–	0	–	0	1/3	53,4	53,1
18	–	0	+	0	–	0	1/3		66,2
19	0	+	0	0	0	0	–2/3		62,7
20	0	–	0	0	0	0	–2/3		35,4
21	+	0	0	0	0	0	1/3		52,0
22	–	0	0	0	0	0	1/3		63,0
23	+	+	0	+	0	0	1/3		67,0
24	–	–	0	+	0	0	1/3		38,0
25	+	–	0	–	0	0	1/3		32,2
26	–	+	0	–	0	0	1/3		67,1
27	0	0	0	0	0	0	–2/3		54,7

На першому етапі статистична обробка результатів реалізації матриці була обмежена (з умов мінімізації тривалості досліджень) лінійною моделлю взаємозв'язку витрати палива Q (л/100 км) і умов руху (перші 8 рядків табл.2):

$$Q_s = 49,83 - 5,1x_1 + 13,9x_2 + 8,0x_3 - 2,73x_1x_2 + 2,93x_1x_2 + 4,78x_2x_3. \quad (3.12)$$

Однак дана модель не забезпечує достатньої точності відтворення отриманих значень Q згідно табл. 3.6, що засвідчило явно нелінійний взаємозв'язок досліджуваних процесів.

Повна реалізація матриці нелінійного дослідження (табл. 3.6) дозволила отримати регресійне рівняння нелінійного опису досліджуваних процесів у вигляді:

$$Q_s = 54,3 - 3,84x_1 + 15,04x_2 + 5,59x_3 - 1,34x_1x_2 + 1,73x_1x_3 + 4,08x_2x_3 - 0,49x_1^2 - 1,15x_2^2 + 1,47x_3^2. \quad (3.13)$$

Оцінка адекватності (відтворюваності) результатів згідно табл. 3.6 і отриманого нелінійного опису в межах 0,2 - 13% в принципі дозволяє провести якісний і кількісний аналіз взаємозв'язку лінійної витрати палива Q_s з досліджуваними факторами: швидкістю руху $V_a(x_1)$, типом і станом дороги $\psi(x_2)$ і завантаженням автомобіля $G_a(x_3)$.

Парадоксальний, на перший погляд, лінійний вплив збільшення швидкості руху V на зменшення Q , є логічним для досліджуваного діапазону швидкостей руху 20– 40 км/год (обмеженого з умов допустимого рівня комфортності на ґрунтових дорогах і пересіченій місцевості), де домінуючий вплив має послідовне використання 2, 3 і 4 передач в трансмісії.

При цьому у верхньому діапазоні роздавальної коробки підбір передавальних чисел автомобіля КамАЗ - 4310 орієнтований на домінуючі швидкості діапазону 50 - 80 км/год з використанням 5 - ї прямої передачі. Практично з 60 км/год починається класичне зростання витрати палива Q , обумовлене як суттєвим ростом аеродинамічної складової опору рухові, так і ростом питомої витрати палива g в функції частоти обертання колінчатого валу двигуна.

Отримана модель (3) дозволяє констатувати [37]:

- домінуючий вплив на формування Q_s повнопривідного автомобіля має тип і стан дороги $t(x_2)$;

- вплив завантаження автомобіля G_a при експлуатації на дорогах з деформованими поверхнями практично втричі менший у порівнянні з типом дороги;

- найбільший вплив суміщення серед досліджуваних факторів має

комбінація типу дороги і завантаження, що логічно пояснюється ростом опору рухові із за відповідних змін деформації ґрунту і пробуксовування коліс;

-останнє пояснює і найбільший нелінійний (x_3^2) взаємозв'язок завантаження автомобіля і лінійної витрати палива Q .

Графічна ілюстрація діапазону реальної зміни Q для досліджуваних умов руху автомобіля КамАЗ – 4310 та заданої для експлуатації лінійної норми Q представлена на рис.3.8, що свідчить про явну необхідність введення диференційованого нормування Q в залежності від умов руху.

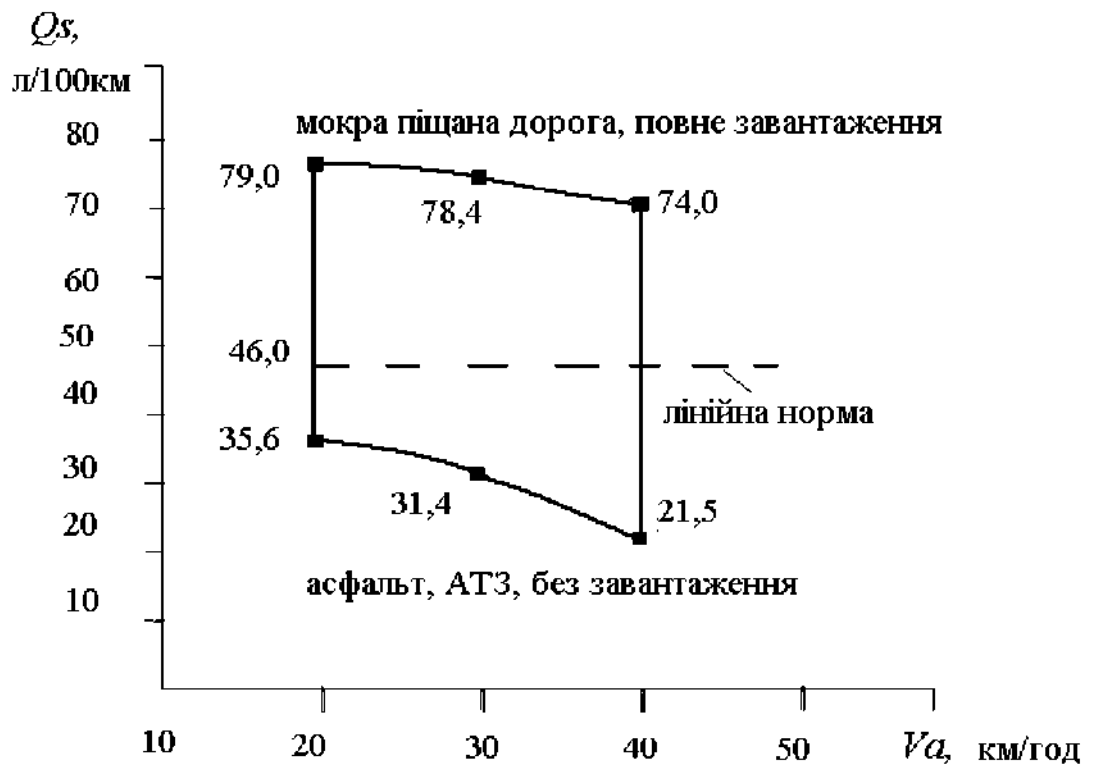


Рисунок 3.8 – Паливно – швидкісна характеристика сталого руху автомобіля КамАЗ – 4310 на різних типах доріг

Порівняльна оцінка діапазонів лінійних витрат палива повнопривідного автомобіля КамАЗ – 4310 на різних типах доріг з мінімальною 20 км/год та максимальною 40 км / год швидкостями представлена графічно на рис. 3.9.

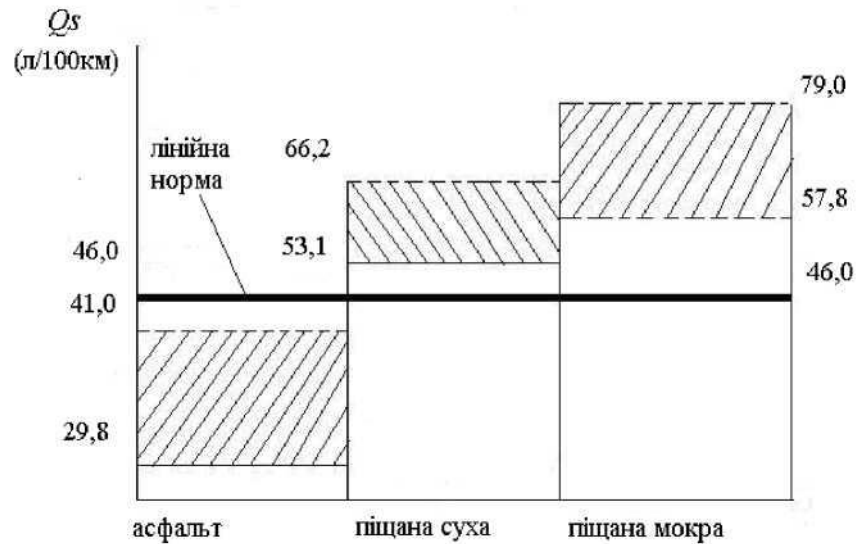


Рисунок 3.9 – Порівняльна оцінка діапазону лінійних витрат палива автомобіля КамАЗ – 4310 на різних типах доріг

Аналіз рисунка 3.9 показує, що перехід руху автомобіля на дороги з деформованими поверхнями внаслідок суттєвого нелінійного зростання опору рухові із – за деформації ґрунту, нерівностей, пробуксовування коліс (попри пропорційний ріст так званого базового значення коефіцієнта опору кочення шин – гістерезисних внутрішніх витрат енергії в шині Ψ) обумовлює суттєве, практично нелінійне зростання витрати палива Q . Безперечно, що узагальнити нормування лінійної витрати Q якоюсь певною універсальною для різних умов руху величиною є практично нереально.

3.3 Диференційоване нормування витрат палива вантажних автомобілів

Роздержавлення автотранспортних підприємств і домінування приватних перевізників на ринку вантажних перевезень, стрімкий ріст цін на нафтопродукти і домінування відповідних затрат в структурі собівартості перевезень обумовлюють значимість і можливості практичного використання отриманих вище кількісних оцінок взаємозв'язку лінійної витрати палива з конкретними умовами руху.

Використання регресійних моделей типу (3.13) для конкретних моделей вантажних автомобілів в практичній експлуатації є доволі проблематичним і не

зовсім зручним з формулами переходу між натуральними і подаваними значеннями швидкості руху, завантаження, типу і стану дороги.

З іншої сторони, навіть спрощення процедури диференціювання нормативної витрати Q в залежності від умов руху на лінійних пропорціях, хоча і не забезпечує з точки зору математичної статистики достатньої точності, дозволяє докорінним чином змінити нормування – прогностичну оцінку витрати палива для конкретних умов і в декілька разів зменшити відповідну похибку у порівнянні з існуючою практикою лінійного нормування Q базовою опосередкованою цифрою [18, 19] майже на всі випадки умов руху.

Безперечно, що для бюджетних організацій, що використовують вантажні автомобілі і в експлуатації змушені користуватись практикою нормування на базі лінійних норм [19], де дані хоч якісь базові значення для обліку і планування витрат на паливо, для реалізації диференційованого нормування необхідно відповідне директивне формування методики на рівні відповідних центральних державних органів влади. Однак ці питання виходять за межі чисто наукового дослідження і є практично мало залежними. З іншого боку отримання та апробація такої методики може бути підставою для належних ініціатив у відповідних відомствах та базах, для практичного використання в приватних транспортних структурах, що можуть самостійно нормувати питання власної господарської діяльності з умов підвищення точності і ефективності планування собівартості перевезень.

Практично для умов реальної експлуатації, де затруднене достатньо точне визначення значень коефіцієнта сумарного опору рухові Ψ на конкретних дорогах (тим паче складових f_a , f_g і f_H на ґрунтових дорогах) реально застосування наближеної оцінки з лінійною спроможністю коректування базового значення Q (в отриманих вище регресійних моделях типу (3.13) в графічному або табличному виді).

Оцінка ця може базуватись на середньостатистичних значеннях коефіцієнта сумарного опору рухові Ψ чи Ψ_0 (для доріг з поверхнями, що деформуються) для певного роду конкретних типів доріг і відповідної поправки

по базовому значенню Q_s :

З цієї точки зору можна виділити 3 характерні типи доріг для класичних вантажних автомобілів та 6 типів доріг (включно рух по пересічній місцевості) для повноприводних (табл. 3.7)

Таблиця 3.7 – Характерні типи доріг з умов нормування лінійної витрати палива

№ з/п	Тип і стан дороги	Діапазон Ψ
1	Асфальтобетон в середньому стані	0,014 – 0,017
2	Щебінь, гравій (у зв'язаному стані)	0,022 – 0,025
3	Суша ґрунтова профільована дорога в доброму стані	0,035
4	Мокра ґрунтова дорога (суглинок)	0,055
5	Мокра піщана дорога (супісок)	0,055
6	Трав'яне поле (сухе / мокре)	0,075/0,13

Коректування Q по конкретних значеннях швидкості руху V , чи завантаження G визначаються значно простіше (точніше) шляхом фіксації перевізником (чи нормувальником) відповідних числових значень G і V .

З врахуванням нелінійних взаємозв'язків (по швидкості руху V) та основного ефекту взаємодії (в основному по Ψ і G) наближена схема диференційованого розрахунку Q для типових умов може бути представлена, як в табличному виді так і в графічному масштабному виконанні.

Безперечно, що така методика спрощеного диференційованого розрахунку лінійної витрати палива Q не забезпечує точного відтворення фактичних витрат, визначених для тих же умов в розд. 3.1 і 3.2. Для порівняння в табл.3.11 – 3.12 представлені дані, отримані в результаті комп'ютерного розрахунку режимів руху автомобілів для заданих умов (комбінації граничних значень V , G і Ψ , та базове значення Q для середніх значень досліджуваних факторів V , G і Ψ), отримані результати Q за регресійними нелінійними моделями опису взаємозв'язку $Q_s = f(V_a, G_a, \psi)$ та отримані диференційовані норми Q для тих же

умов руху.

Таблиця 3.8 – Диференційоване коректування норм витрати палива ГАЗ – 3307 залежно від умов руху

Базове QS для середніх умов руху	Коректування по V		Коректування по G		Коректування по типу дороги ΔQ , л/100 км	
	ΔQ , л/100 км	Va , км/год	ΔQ , л/100 км	Ga , т		
26,7	+7,2	60	+3,7	4,0	6,0	Мокра піщана
					4,0	Мокра ґрунтова
	0	45	0	2,0	0	Суха профільна дорога
	+1,1	30	-2,3	0	-3,0	Гравій звязаний
					-4,0	Асфаль (І кат.)

Таблиця 3.9 – Диференційоване коректування норм витрати палива ЗІЛ – 4333 залежно від умов руху

Базове QS для середніх умов руху	Коректування по V		Коректування по G		Коректування по типу дороги ΔQ , л/100 км	
	ΔQ , л/100 км	Va , км/год	ΔQ , л/100 км	Ga , т		
33,7	+11,0	60	+10,2	5,0	15,5	Мокра піщана
					10,5	Мокра ґрунтова
	0	45	0	2,5	0	Суха профільна дорога
	+14,0	30	-9,1	0	-6,0	Гравій звязаний
					-8,0	Асфаль (І кат.)

Таблиця 3.10 – Диференційоване коректування норм витрати палива
 КамАЗ – 4310 (6×6) залежно від умов руху

Базове Q _S для середніх умов руху	Коректування по V		Коректування по G		Коректування по типу дороги ΔQ , л/100 км	
	ΔQ, л/100 км	V _a , км/год	ΔQ, л/100 км	G _a , т		
54,3	–6,0	60	+16,1	14,0	38,1	Трав'яне поле
	–4,3	40	+7,3	(причеп) 7,0	26,8	Мокра піщана
					15,2	Мокра ґрунтова
	0	45	0	2,5	0	Суха профільна дорога
	+14,0	30	–9,1	0	–8,2	Гравій зв'язаний
					–16,2	Асфальт (І кат.)

Таблиця 3.11 – Порівняльна оцінка розрахункових Q і прогностичних
 лінійних витрат палива по регресійній моделі Q та диференційованого
 нормування Q автомобіля ГАЗ – 3307

№ з/п	V _a , км/год	G _B , т	Тип дороги *	Q _s ' л/100 км	Q _M , л/100 км	Q _g ' л/100 км
1	30	0	A	23,1	22,1	21,5
2	60	0	A	27,6	28,2	27,6
3	30	4,0	A	26,7	27,17	27,5
4	60	4,0	A	34,5	33,4	33,6
5	30	0	Г	27,0	28,8	29,5
6	60	0	Г	34,1	35,0	35,6
7	30	4,0	Г	33,8	35,6	35,5
8	60	4,0	Г	39,2	41,7	41,6
9	45	2,0	Гр	28,2	26,7	26,7

Примітка. *А – асфальт І категорії

Г – профільована суха ґрунтова дорога Гр. – гравій зв'язаний (чорне покриття)

Таблиця 3.12 – Порівняльна оцінка розрахункових Q і прогностичних лінійних витрат палива по регресійній моделі Q та диференційованого нормування Q автомобіля ЗИЛ – 4333

№ з/п	V , км/год	G_B , т	Тип дороги *	Q_s , л/100 км	Q_M , л/100 км	Q_g , л/100 км
1	30	0	А	29,0	29,2	30,6
2	60	0	А	25,8	28,6	27,6
3	30	5,0	А	36,8	39,8	39,9
4	60	5,0	А	38,0	40,4	46,9
5	30	0	Г	34,8	39,8	32,6
6	60	0	Г	38,7	39,8	35,6
7	30	5,0	Г	58,4		57,9
8	60	5,0	Г	60,2		54,9
9	45	2,5	Гр	37,1	33,7	27,7

Примітка. *А – асфальт І категорії

Г – профільована суха ґрунтова дорога

Гр. – гравій зв'язаний (чорне покриття)

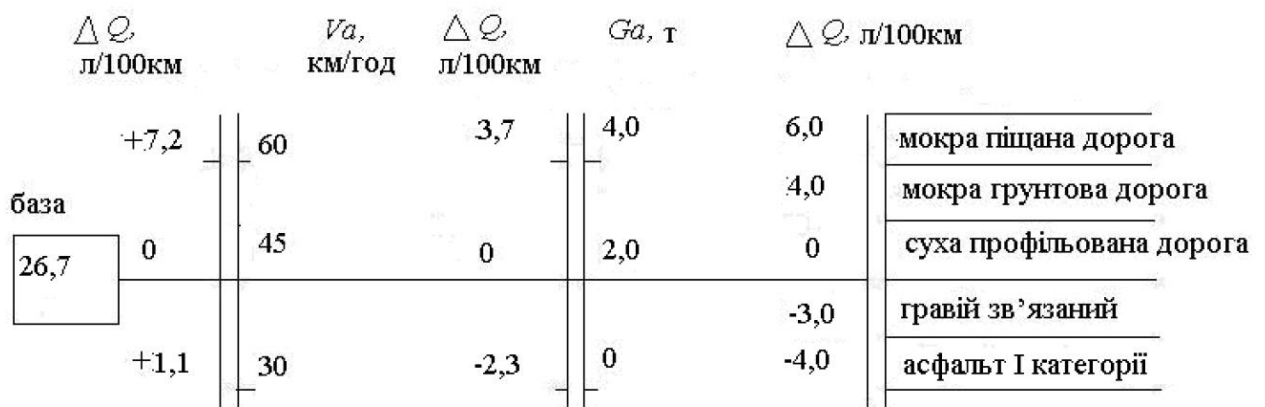


Рисунок 3.10 – Графічна номограма формування лінійної витрати палива ГАЗ – 3307 в залежності від умов руху

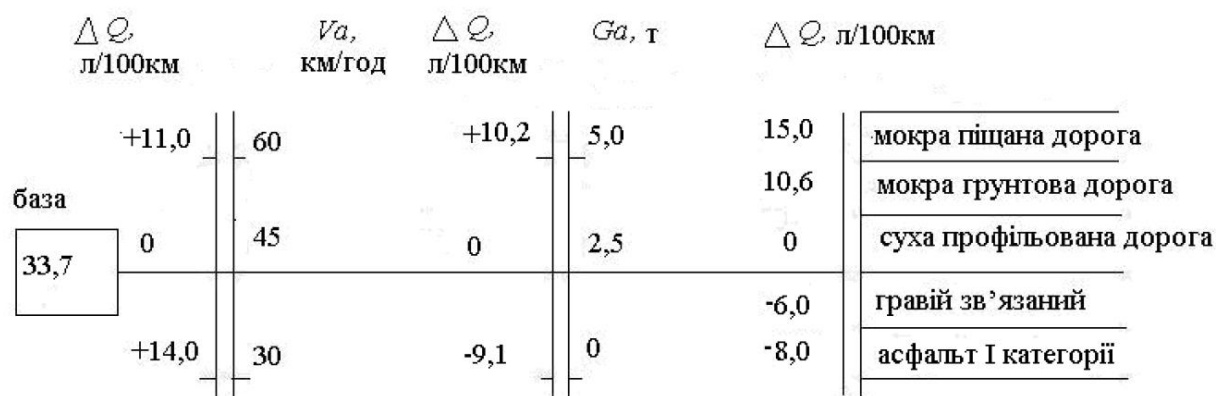


Рисунок 3.11 – Графічна номограма формування лінійної витрати палива ЗІЛ– 4333 в залежності від умов руху

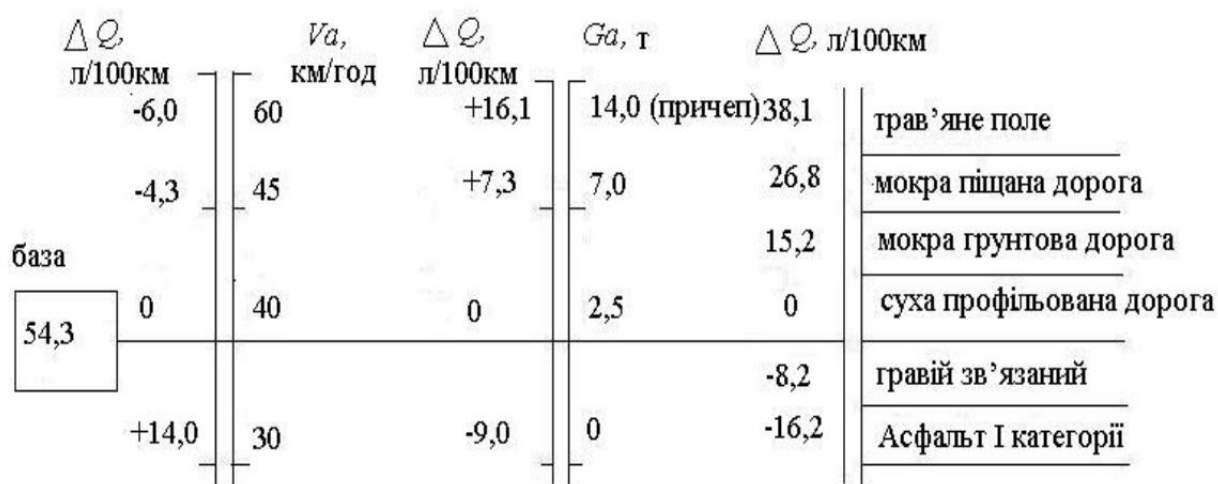


Рисунок 3.12 – Графічна номограма формування лінійної витрати палива КамАЗ – 4310 (6×6) в залежності від умов руху.

Визначення диференційованої норми витрати палива конкретної моделі вантажного автомобіля за допомогою запропонованих нами номограм (рис. 3.11 – 3.13, [104]) базується на коректуванні базової норми (база), що відповідає певним умовам руху (горизонтальна лінія відліку з коректуванням $\Delta Q = 0$ л/100 км) і відповідним збільшенням або зменшенням Q (база) на ΔQ в залежності від конкретної заданої швидкості руху $V(\pm \Delta Q)$, завантаження $G(\psi) - (\pm \Delta Q)$ і типу дороги (асфальт – мокра ґрунтова) – $(\pm \Delta Q)$.

Таким чином отримуємо відкоректоване значення прогностичної лінійної витрати палива Q для конкретних умов руху. Наприклад для автомобіля ГАЗ – 3307 при русі з швидкістю $V = 60$ км/год і завантаженням 4 тони на асфальтобетонній дорозі I категорії (рис. 3.10):

$$Q_s = \text{база} + Q_v + Q_g - Q_d ;$$

$$Q = 26,7 + 7,2 + 4,0 - 4,0 = 33,9.$$

Безперечно, що отримані на основі регресійних моделей взаємозв'язку лінійної витрати палива і умов руху $Q_s = f(V, G_a, \psi)$ залежності від диференційованого нормування в табличному (3.8 – 3.10) чи графічному (рис. 3.10 – 3.12) є спрощені для практичного використання. Але як показує порівняльний аналіз табл.3.10. – 3.13, вони забезпечують значно вищу, практично на порядок, точність нормування лінійних витрат вантажних автомобілів з врахуванням визначальних умов руху у порівнянні з існуючою практикою так званих середньостатистичних норм [18].

3.4 Висновки

Проведені методами комп'ютерного моделювання режимів руху 3-х моделей вантажних автомобілів з класичним і повним приводом, з бензиновими і дизельними двигунами в різних умовах руху на базі матричного три факторного планування засвідчили:

- можливість кількісної оцінки взаємозв'язку зміни лінійної витрати палива Q (л/100км) з основними факторами, що формують умови руху – швидкістю руху V , завантаженням/ вагою автомобіля G і типом та станом дорожнього покриття, що визначає опір рухові;

- в цілому можна констатувати нелінійний характер взаємозв'язку $Q_s = f(V_a, G_a, \psi)$ з найбільш яскраво вираженим впливом швидкості руху V , насамперед для класичних вантажних автомобілів з достатньо широким діапазоном зміни швидкості руху;

- практично співставимі з впливом швидкості V на формування Q є тип і стан дорожнього покриття, що стає домінуючим для повноприводних

автомобілів (в т.ч. і у зв'язку з розширенням діапазону їхнього використання);

– найбільший ефект суміщення, взаємодії досліджуваних факторів (коефіцієнти регресії парної взаємодії b) характерний для факторів ваги автомобіля G та типу стану дороги, що цілком логічно з умов формування сумарної сили опору рухові автомобіля.

Практично для кожного типу і стану дороги і завантаження автомобіля існують певні значення швидкості руху V , що забезпечує найменшу витрату палива Q (л/100км), що дозволяє виробити відповідні рекомендації для практичного водіння.

Специфіка використання повноприводних автомобілів з зміщенням базового діапазону V в зону менших швидкостей у порівнянні з класичними вантажівками обумовлює домінування у формуванні Q насамперед типу і стану дороги. Ефект суттєвого підвищення опору рухові на дорогах з поверхнями, що деформуються обумовлює найбільшу вагомість впливу типу і стану дороги на лінійну витрату палива в реальній експлуатації.

Запропонована для практичного використання спрощена методика диференційованого нормування лінійних витрат палива вантажних автомобілів з врахуванням конкретних умов руху по V , G і Ψ дозволяє докорінним чином покращити практику нормування Q з майже 10 – кратним зменшенням абсолютних значень похибок у порівнянні з існуючою практикою нормування.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведено ранжування значимості експлуатаційних факторів на лінійні витрати палива вантажних автомобілів, виділено три групи експлуатаційних і конструктивних факторів, що формують реальну експлуатаційну паливну економічність автомобілів.

2. Розроблено комплексну методику багатфакторної оцінки паливної економічності усталеного руху вантажних автомобілів на основі трифакторного експерименту, як методами комп'ютерного моделювання руху автомобілів в різних умовах експлуатації так і на базі відповідних дорожніх випробувань конкретних моделей автомобілів. У результаті дана кількісна оцінка і отримані відповідні рівняння регресії, що описують взаємозв'язок лінійних витрат палива Q і основних факторів, що формують умови руху і зміну Q , тобто типу і стану дороги, швидкості руху і завантаженості автомобіля. Отримані конкретні результати і розроблена спрощена для практики експлуатації методика диференційованого нормування лінійних витрат палива вантажних автомобілів (на прикладі базових моделей ГАЗ – 3307, ЗИЛ – 4333, КамАЗ – 4310) в залежності від умов руху, що дозволяє підвищити точність нормування у 1,5 – 2,2 рази, а для повноприводних автомобілів у 2 – 2,2 рази.

3. Розроблена математична модель руху повноприводного автомобіля на дорогах із поверхнями, що деформуються (грунтові, піщані, бездоріжжя), з достатньо точною двомірною апроксимацією робочого режиму двигуна на часткових режимах навантаження на базі заданого табульованого масиву універсальної характеристики та розрахунку балансу потужності і підбору передачі в трансмісії із врахуванням додаткових затрат пов'язаних із деформацією ґрунту, коливаннями і тертям в підвісці, через нерівності дороги та пробуксовування ведучих коліс.

4. Проведено аналіз і квантифікацію характеристик типів доріг, насамперед для повноприводних автомобілів, де питома частка сумарного пробігу припадає на не асфальтовані дороги (включно сухі і мокрі ґрунтові, піщані дороги та бездоріжжя). Визначена ступінь їхнього впливу на лінійні

витрати палива найбільш масових класичних (ГАЗ, ЗИЛ) і повноприводних (КамАЗ, Hummer) автомобілів. Підібрано та апробовано відповідні мірні ділянки на Яворівському полігоні (Львівська обл.) для проведення дорожніх випробувань автомобілів, включно 2 типи доріг з твердим покриттям.

5. Для базових моделей вантажних автомобілів отримано нелінійні поліноміальні моделі, що дають кількісну та якісну оцінку взаємозв'язку лінійних витрат палива Q з основними факторами, що визначають умови руху, типу і стану дорожнього покриття, швидкості руху і завантаження автомобіля. Визначено, що питомий вплив на формування експлуатаційної паливної економічності вантажних автомобілів має тип і стан дороги (для повноприводних автомобілів до 200 – 250% від базової норми) та нелінійний вплив швидкості руху (до 150%). Значимість завантаження дещо менша, але можна констатувати, що погіршення стану і типу дорожнього покриття зі збільшенням коефіцієнта сумарного опору рухові ψ на 0,01 обумовлює зростання витрат палива Q , що еквівалентне 2 – 3 т дозавантаження автомобіля.

6. Для практичного використання в експлуатації запропоновано спрощену методику графічного або табульованого так званого диференційованого нормування лінійних витрат палива вантажних автомобілів ГАЗ, ЗИЛ, КамАЗ в залежності від конкретних умов руху (ψ , G_a , V_a), що дозволяє в 1,3 - 2,5 рази підвищити точність нормування витрат палива вантажних автомобілів у порівнянні до загальноприйнятих базових лінійних норм.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Чудаков Е. А. Теория автомобиля./ Е. А. Чудаков.: Изд. АН СССР, 1961. – 463с.
2. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля./Б. С. Фалькевич.: Машгиз, 1963. – 236с.
3. Mitshke M. Dynamik der Kraftfahrzeuge./M. Mitshke.: Heidelberg – Verlag, 1972. – 529с.
4. Дмитриевский А.В., Шатров Е. В. Топливная экономичность бензиновых двигателей./А.В. Дмитриевский , Е. В. Шатров.: Машиностроение, 1985. – 208 с.
5. Орлин А.С. и ДР. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых комбинированных двигателей./А.С. Орлин.: Машиностроение, 1971 . – 400с.
6. Орлин А.С. и ДР. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых комбинированных двигателей./ А.С. Орлин.: Машиностроение, 1972. – 464с.
7. Kuntscher V. Kraftfahrzeug – Verbrennungsmotoren./V. Kuntscher.: Technik, 1991. – 426 s.
8. Дмитриевский А. В., Шатров Е. В. Топливная экономичность бензиновых двигателей./ А.В. Дмитриевский , Е. В. Шатров.: Машиностроение, 1985. – 208с.
9. Костин А. К. и др. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник./ А. К. Костин, Н.В. Викторов.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1989. – 284с.
10. Токарев В.А. Топливная экономичность и тягово – скоростные качества автомобиля./В.А. Токарев.: 1982. – 224с.
11. Гащук П. Н. Энергопреобразующие системы автомобиля. Идентификация и анализ./ П. Н. Гащук.: РИО ХГАДУ, 1998. – 272с.
12. Гухо В. Г. Аэродинамика автомобиля (под редакцией В. Г. Гухо)./ В. Г. Гухо.: Москва, 1987. – 424с.
13. Гащук П.Н. Оптимизация топливно – скоростных свойств автомобиля./

П.Н. Гашук.: Львов: Вища школа, 1987. – 168 с.

14. Филанчук Р.В. Нормы расхода и оценка эффективности использования топлива./ Р.В. Филанчук.: Автомобильный транспорт, 1977. – 24 – 25 с.

15. Крайнык Л. В., Токарь А. П. Влияние дорожного фактора на расход топлива. / Л. Крайнык , А. Токарь.: 1982. – 33 – 35 с.

16. Токарев А.А., Кутенев В.Ф., Наркевич Д.И. Базисные расходы топлива. Согласование нормативных показателей, применяемых автомобилестроителями и эксплуатационниками. / А.Токарев, В.Кутенев, Д. Наркевич.: 1984. – 1–3 с.

17. Филипов К. Помаршрутное планирование расхода топлива. / К. Филипов.: 1982. – 18 с.

18. Діденко О. О., Юфест Г. Н. Нормування витрати пального та мастильних матеріалів на автомобільному транспорті. / О. Діденко, Г. Юфест.: Київ: Техніка, 1970. – 269 с.

19. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті. 2 редакція. – Київ: ДП „Державтотранс НДІ проект”, 2004. – 72 с.

20. Матейчик В.П. Методи оцінювання та способи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів. / В. Матейчик.: Київ: НТУ, 2006. – 216 с.

21. Говорущенко Н. Я. Основы управления автомобильным транспортом. / Н. Говорущенко.: Харьков, Вища школа, 1978. – 224 с.

22. Канарчук В.Є. Основы технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 1. Теоретичні основи. Технологія. / В. Канарчук, О. Лудченко, В. Чигришин.: Київ: Вища школа, 1994. – 342с.

23. Крайник Л. В., Грубель М. Г. Багатофакторне нормування витрат палива автомобілів в реальній експлуатації. / Л. Крайник, М. Грубель.: Харьков, Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов ХНАДУ. Вып. 21, 2007. – 43 – 48 с.

24. Теслюк Б. І. Багатофакторна оцінка паливної економічності

автомобілів у взаємозв'язку з умовами руху. / Б. Теслюк, А. Токарь, М. Грубель.: “Автотехніка, автобуси, вантажівки”, 2007. –37 – 43 с.

25.Грубель М. Г., Крайник Т. Л. Моделювання руху повно привідного автомобіля на ґрунтових (піщаних) дорогах. / М. Грубель, Т. Крайник.: Науковий вісник. Збірник науково – технічних праць НЛТУ, Львів, 2007.– 109 – 115 с.

26.Основи механіки та енергетики автомобіля: Навч. Посібник. / М. Кошарний.: Вища школа, 1992. – 200 с.

27.Говорущенко Н. Я. Основы теории эксплуатации автомобилей. / Н. Говорущенко.: Киев, Вища школа, 1971. – 232 с.

28.Кошарный Н. Ф. Техничко–эксплуатационные свойства автомобилей высокой проходимости. / Н. Кошарный.: Киев, Вища школа, 1981. – 208 с.

29.Говорущенко Н. Я. Вопросы теории эксплуатации автомобилей на дорогах с различной степенью ровности покрытий. / Н. Говорущенко.: Харьков, 1964. – 32 с.

30.Силаев А.Л. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. / А. Силаев.: Москва, Машгиз, 1963. – 261с.

31.Иванов В.Н., Ерохов В.И. Влияние параметров автомобильных дорог на расход топлива / В. Иванов, В. Ерохов.: Автомобильные дороги, 1982. –10 – 13 с.

32.Бабков В.Ф. Проходимость колесных машин по грунту. / В. Бабков, А. Бируля, В. Сиденко.: М, Автотрансиздат, 1959. – 236 с.

33.Нефедов А. Ф., Высочин Л. Н. Планирование эксперимента и моделирование при исследовании эксплуатационных свойств автомобилей. / А. Нефедов, Л. Высочин.: Львів, Вища школа, 1976. – 160 с.

34.Грубель М. Г. Кількісна оцінка взаємозв'язку умов руху та експлуатаційної витрати палива автотранспортним засобом / М. Грубель.: Львів, 2007. – с. 148.

35.Дубно М.В. Класифікація, типізація, ідентифікація і моделювання умов експлуатації автомобіля./ М. Дубно, І. Вайда, С. Нікіпчук.: Вісник НУ “Львівська політехніка”: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів, –38 – 40 с.

36.Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи

розвитку: Монографія / Державний автотранспортний науково – дослідний і проектний інститут; За заг. ред. А. М. Редзюка. – К.: 2005. – 400 с.

37. Грубель М. Г. Багатофакторне нормування витрат палива повнопривідних автомобілів / М. Грубель.: 2007. – 21 – 24 с.

38. Крайник Л.В., Грубель М. Г. Диференційоване нормування витрат палива вантажних автомобілів / Л. Крайник, М. Грубель.: Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту.

39. Рубец Д. А. Топливная экономичность автомобиля. / Д. Рубец.: Москва, Машиностроение, 1966. – 63 с.

40. Говорущенко Н. Я. Основы теории эксплуатации автомобилей. / Н. Говорущенко.: Киев, Вища школа, 1971. – 232 с.

41. Бируля А.К. Эксплуатация автомобильных дорог. / А. Бируля.: Транспорт, 1966. – 196 с.

42. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля (Теоретический анализ). / В. Иларионов.: Москва, Машиностроение, 1966. – 280 с.

43. Кошарний М.Ф. Основи механіки та енергетики автомобіля: Навч. Посібник. / М. Кошарний.: Вища школа, 1992. – 200 с.

44. Цимбалин В.Б. Испытания автомобилей. / В. Цимбалин.: Машиностроение, 1978. – 199 с.

45. Крайник Л.В., Грубель М. Г. Диференційоване нормування витрат палива вантажних автомобілів / Л. Крайник, М. Грубель.: Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту, № 3, Донецьк, 2007. – 19 – 24 с.

46. Крайник Л. В. Методологія багатофакторної експериментальної оцінки паливно-швидкісних характеристик багатоцільових автомобілів / Л. Крайник, А. Волошанський, М. Грубель.: Машинознавство, 2006. – 52 – 54 с.

47. Генбом Б. Б., Атоян К. М. Методика исследования влияния параметров двигателя и трансмиссии на тягово – скоростные качества и топливную экономичность городских автобусов. / Б. Генбом, К. Атоян.: Труды ГСКБ по автобусам. Львов, 1970. – Вып. 3.

48. Библюк Н.І. Лісотранспортні засоби: теорія. / Н. Библюк.: Львів, Панорама, 2004. – 454 с.
49. Шелухин А. С. Анализ потерь на качение пневматических шин в условиях движения автомобиля по дороге с твёрдым покрытием. / А. Шелухин.: Труды НАМИ. 1965. – Вып. 79. – 21-45 с.
50. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля (Теоретический анализ). / В. Иларионов.: Москва, Машиностроение, 1966. – 280 с.
51. Бируля А.К. Эксплуатационные качества автомобильных дорог. / А. Бируля, Н. Говорущенко, Д. Ермакович.: Москва, Автотрансиздат, 1961. – 216 с.
52. Говорущенко Н. Я. Основы управления автомобильным транспортом. / Н. Говорущенко.: Харьков, Вища школа, 1978. – 224 с.
53. Иванов В.Н., Ерохов В.И. Экономическое вождение автомобиля./ В. Иванов, В. Ерохов.: Автомобильный транспорт. – 1980. – №12. – 28 – 30 с.
54. Мирошников Л. Улучшить контроль расходования топлива./ Л. Мирошников.: Автомобильный транспорт. – 1980. – №10. – 47-49 с.
55. Кривенко И. В., Савенко Г. Ф. Экономия топлив и смазочных материалов на автомобильном транспорте. / И. Кривенко, Г. Савенко.: Киев, Техника, 1981. – 166 с.
56. Шейнин А.М., Борисов М.И. Нормы расхода жидкого топлива для автомобилей. / А. Шейнин, М. Борисов.: Москва, Транспорт, 1964. – 208 с.