

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

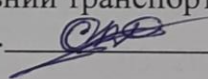
Бакалаврська дипломна робота

на тему:

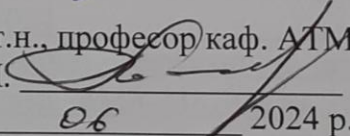
ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛЯ
КРАЗ-6505 В УМОВАХ ПІДПРИЄМСТВА ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ
ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ «ПОДІЛЛЯ-ЗАЛІЗОБЕТОН» МІСТО ВІННИЦЯ

Виконав: студент 2 курсу, групи 1АТ-22мс
спеціальності

274 – Автомобільний транспорт

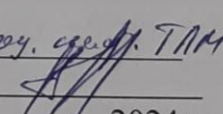
Слободянюк В.О. 

Керівник: д.т.н., професор каф. АТМ

Поляков А.П. 

« 6 » 06 2024 р.

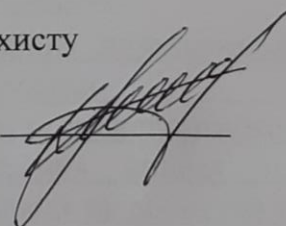
Рецензент: к.т.н., доц. каф. АТМ

Пішонисевич О.В. 

« 10 » 06 2024 р.

Робота допускається до захисту

Завідувач кафедри АТМ

к.т.н, доцент Цимбал С.В. 

« 11 » 06 2024 р.

Вінниця ВНТУ – 2024 року

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Галузь знань – 27 Транспорт

Спеціальність 274 – «Автомобільний транспорт»

Освітньо-професійна програма – «Автомобільний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доцент Цимбал С.В.

«10» 09 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
НА БАКАЛАВРСЬКУ ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Слободянюку Владиславу Олеговичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення техніко-економічних показників автомобіля КрАЗ-6505 в умовах підприємства товариство з обмеженою відповідальністю «Поділля-Залізобетон» місто Вінниця,

керівник роботи Поляков Андрій Павлович, д.т.н., професор каф. АТМ,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «11» 03 2024 року №80

2. Строк подання студентом роботи 06.06.2024

3. Вихідні дані до роботи: техніко-економічні показники автомобіля КрАЗ-6505, техніко-економічні показники двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 та газодизеля ЯМЗ-238ДЕ2ГД переобладнаного на роботу на стисненому природному газі, категорія умов експлуатації – III, тип дорожнього покриття – бітумомінеральні суміші (D₂), тип рельєфу місцевості – слабогорбистий (P₂), кліматичний район – помірно-теплий, автотранспортне підприємство на 50 автомобілів, річний пробіг автомобіля 50000 км.

4. Зміст текстової частини роботи

4.1 Актуальність переведення дизельних двигунів транспортних засобів на роботу за газодизельним циклом

4.2 Математична модель руху транспортного засобу

4.3 Розрахункове дослідження впливу на техніко-економічні показники автомобіля переведення дизеля на роботу за газодизельним циклом

4.4 Охорона праці

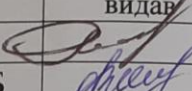
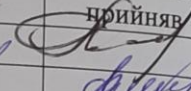
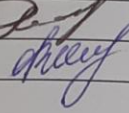
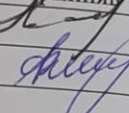
5. Перелік ілюстративного матеріалу (з зазначенням назви слайдів)

5.1 Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

5.2 Графіки тягового балансу автомобіля

- 5.3 Графіки потужнісного балансу автомобіля
 5.4 Динамічна характеристика автомобіля
 5.5 Графіки часу та шляху розгону автомобіля
 5.6-5.9 Результати розрахункового дослідження впливу на техніко-економічні показники автомобіля переведення дизеля на роботу за газодизельним циклом

6. Консультанти розділів роботи

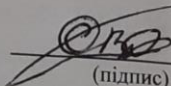
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	виконання прийняв
1-3	Поляков А.П., д.т.н., доцент каф. АТМ		
4	Віштак І.В., к.т.н., доцент каф. БЖДПБ		

7. Дата видачі завдання 10.04.2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

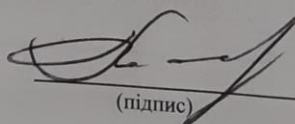
№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Актуальність переведення дизельних двигунів транспортних засобів на роботу за газодизельним циклом	06.05-15.05.2024	викон.
2	Математична модель руху транспортного засобу. Рубіжний контроль №1	13.05-19.05.2024	викон.
3	Розрахункове дослідження впливу на техніко-економічні показники автомобіля переведення дизеля на роботу за газодизельним циклом.	20.05-28.05.2024	викон.
4	Виконання розділу «Охорона праці». Рубіжний контроль №2	22.05-28.05.2024	викон.
5	Перевірка роботи на плагіат	29.05-31.05.2024	викон.
6	Оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів	03.06-05.06.2024	викон.
7	Попередній захист БДР	06.06-07.06.2024	викон.
8	Допуск завідувача кафедри до захисту БДР	10.06-11.06.2024	викон.
9	Рецензування БДР	10.06-11.06.2024	викон.
10	Захист БДР	12.06-14.06.2024	викон.

Студент


(підпис)

Слободянюк В.О.

Керівник роботи


(підпис)

Поляков А.П.

АНОТАЦІЯ

Дана робота міститься на 56 сторінках формату А4, на яких є 15 рисунків, 10 таблиць, список використаних джерел містить 8 найменувань.

Ключові слова: техніко-економічні показники автомобіля, стиснений природний газ, зовнішня швидкісна характеристика двигуна.

Основною метою дослідження оцінка впливу на техніко-економічні показники автомобіля переведення його двигуна на роботу за газодизельним циклом.

У завдання роботи входили розрахункові дослідження на математичній моделі руху автомобіля впливу на його показники розгону переведення дизеля на роботу за газодизельним циклом.

В роботі проведено **аналіз впливу на зовнішню швидкісну характеристику дизеля переведення його на роботу за газодизельним циклом.**

При розрахункових дослідженнях розглянуто вплив застосування стисненого природного газу на баланс сил та потужностей дизеля, динамічний фактор та графік прискорень автомобіля, проаналізовано, як змінюються показники розгону до 60 км/год автомобіля масою 26000 кг при переведенні дизеля на роботу за газодизельним циклом.

В четвертому розділі розглянути питання охорони праці.

ANNOTATION

This work is contained on 56 pages of A4 format, on which there are 15 figures, 10 tables, the list of used sources contains 8 titles.

Keywords: technical and economic indicators of the car, compressed natural gas, external speed characteristics of the engine.

The main goal of the study is to assess the impact on the technical and economic indicators of the car of switching its engine to work according to the gas-diesel cycle.

The task of the work included calculation studies on the mathematical model of the car's movement of the effect on its acceleration indicators of the transfer of diesel to work according to the gas-diesel cycle.

The paper analyzes the impact on the external speed characteristics of a diesel engine when it is switched to work on a gas-diesel cycle.

During the calculation studies, the impact of the use of compressed natural gas on the balance of forces and capacities of the diesel engine, the dynamic factor and the acceleration schedule of the car was considered, and it was analyzed how the acceleration indicators up to 60 km/h of a car weighing 26,000 kg change when the diesel engine is switched to work according to the gas-diesel cycle.

In the fourth chapter, consider the issue of labor protection.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1 АКТУАЛЬНІСТЬ ПЕРЕВЕДЕННЯ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА РОБОТУ ЗА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛОМ.....	5
1.1 Важливість використання природного газу на транспортних засобах	5
1.2 Особливості переведення вантажного автомобіля з дизелем для роботи за газодизельним циклом.....	6
1.3 Критерії оцінки показників дизельного двигуна при переводі його на роботу за газодизельним циклом.....	9
2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ.....	12
2.1 Методика визначення зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.....	12
2.2 Сили, що діють на транспортний засіб під час прямолінійного руху на підйомі.....	14
2.3 Сили опору руху.....	14
2.4 Рушійна сила автомобіля.....	18
2.5 Тяговий баланс автомобіля.....	20
2.6 Потужнісний баланс транспортного засобу.....	24
2.7 Динамічна характеристика, динамічний фактор і паспорт автомобіля	25
2.8 Час і шлях розгону автомобіля.....	29
3 РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ТЕХНІКО- ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЯ ПЕРЕВЕДЕННЯ ДИЗЕЛЯ НА РОБОТУ ЗА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛОМ.....	36
4 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	44
ВИСНОВКИ.....	53
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	55
ДОДАТКИ.....	56

ВСТУП

Фундаментальною проблемою людства є загальне виробництво енергії. Слід відмітити, що темпи споживання енергії на планеті перевищують темпи росту населення. Світові запаси енергоносіїв, які не відновлюються, обмежені.

Забезпеченість України власними енергоресурсами, що виробляються з нафти, складає лише 10%. В Україні розвитку нових відновлюваних джерел енергії альтернативи немає. Всього 3-4% на даний час складає їх частка і до 2025 року планується довести до 15%.

Автомобільний транспорт потребує заміни традиційним моторним паливом нафтового походження. Найбільш перспективним є використання стисненого природного газу (СПГ), основною складовою якого є метан (CH_4) [5].

Історично склалось так, що до недавнього часу на усі легкові та багато вантажних автомобілів встановлювали бензинові двигуни. Економії палива не надавали великого значення. Сьогодні при використанні автомобіля одне з головних питань – це його споживання палива.

Дизель, як загально визнано, у порівнянні з бензиновим двигуном є більш економічним. На сучасних вантажних автомобілях малої та середньої вантажопідйомності відповідно тенденції світового автомобілебудування переважно використовуються дизелі, а на великовантажних – тільки дизелі. Багато легкових автомобілів також випускаються з дизелями.

Оскільки автомобільний транспорт є найбільшим споживачем палива та джерелом забруднення атмосфери серед інших видів наземного транспорту, тому, крім паливної економічності, аналізується збиток, який має місце в процесі експлуатації автомобілів, для навколишнього середовища.

Переобладнання автомобілів з дизелями, які знаходяться в експлуатації, для роботи за газодизельним циклом, є одним з шляхів зменшення споживання дизельного палива і вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах (ВГ).

Найменші питомі викиди шкідливих речовин у ВГ автомобілів, як відомо, забезпечуються при використанні природного газу. Тому, зменшити витрату

дизельного палива та вміст шкідливих речовин у ВГ, дозволить переведення автомобілів з дизелями на живлення газом (газодизелі).

Але використання природного газу на дизелях змінюють їх характеристики, тому доцільно повести дослідження впливу на техніко-економічні показники транспортних засобів переведення їх дизелів на роботу на природному газі.

1 АКТУАЛЬНІСТЬ ПЕРЕВЕДЕННЯ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА РОБОТУ ЗА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛОМ

1.1 Важливість використання природного газу на транспортних засобах

У світі, останнім часом, загострюються проблеми, пов'язані із суттєвим подорожчанням нафти. Крім того зростає попит на нафтопродукти в усьому світі, особливо в Китаї та Індії. Проблема забезпечення транспорту енергоресурсами, у зв'язку з критичним подорожчанням нафти, визнана у країнах ЄС та в США.

В більшості країн світу це визнано проблемою національної безпеки, для вирішення якої втілюють надзвичайні заходи з розширення використання альтернативних видів палива та підвищення енергоефективності.

Одним із шляхів вирішення проблеми забезпечення транспорту енергоресурсами, на думку фахівців, є найбільш ефективно замінити традиційні нафтові палива. В світі все сильніші позиції завойовують, на сьогоднішній день, альтернативні палива, замінюючи традиційні нафтові палива. Такі як: стиснений та скраплений газ, водень, біодизельне паливо, етанол, біогаз можна віднести до найпоширеніших палив.

Розглянемо детальніше стиснений газ. Стиснений газ - є альтернативним і екологічним чистим видом палива, яке використовують для заміни звичайного дизельного палива.

Переваги стиснений газ по відношенню до викопних палив має такі:

- біологічно нешкідливий, може розкладатися в природних умовах;
- практично не містить канцерогенного бензолу і сірки, нетоксичний;
- істотно збільшує ресурс двигуна за рахунок змащувальних властивостей, збільшує цетанове число палива;
- забезпечує при спалюванні в двигунах внутрішнього згоряння і в технологічних агрегатах значне зниження шкідливих викидів в атмосферу;
- безпечний, має більш високу температуру займання (більше 100 °C).

Також необхідно відзначити недоліки стисненого газу, хоча більшості з них можна позбавитись шляхом нескладних налагоджувальних робіт двигуна:

- при довгостроковому зберіганні має місце розкладання палива;
- більша витрата палива обумовлена меншою енергетичною цінністю.

1.2 Особливості переведення вантажного автомобіля з дизелем для роботи за газодизельним циклом

Поряд із впровадженням альтернативних силових установок на автомобільному транспорті для покращення екологічної ситуації у світі все більшого розповсюдження набувають автомобілі, двигуни яких працюють на природному газі. Як за рахунок переобладнання існуючих моделей дизелів, так і за рахунок зростаючого випуску нових автомобілів реалізується цей процес [3].

На автомобільному транспорті з початком застосування природного газу в якості моторного палива розроблялися і відповідні системи живлення. Ці системи можуть дозволити використовувати позитивні якості газового палива з найбільшою ефективністю як в дизелях, так і в двигунах внутрішнього згорання з різними типами сумішоутворення, запалювання робочої суміші та організації робочого процесу [6].

Створення на базі транспортних дизелів чисто газових двигунів є одним з напрямків у процесі збільшення на рухомому складі автомобільного транспорту частки природного газу серед моторних палив. Це може збільшити обсяги використання природного газу на різних автомобілях та автобусах та покращити екологічний ефект [7].

На двигун при переобладнанні дизеля в газовий варіант встановлюються додаткова система запалювання замість демонтованої системи живлення дизельним паливом та системи регулювання частоти обертання дизеля, встановлюється система живлення газовим паливом, також нові поршні зі зміненими формами камери згорання або спеціальні проставки під головку блоку (для зменшення стиснення).

Оскільки у газових двигунах тиск в циліндрах при згорянні робочої суміші нарастає більш плавно вони працюють з меншою жорсткістю. Менше теплове і механічне навантаження не тільки деталей двигуна, а й усієї трансмісії автомобіля

обумовлено меншим максимальним тиском робочого процесу. Звідси порівняно з дизелем і більший термін служби його газової модифікації.

Розробкою і випуском конвертованих газових двигунів на базі дизелів і двигунів з іскровим запалюванням з великим робочим об'ємом для вантажних автомобілів, міських та магістральних автобусів [3, 6] активно займаються в різних країнах світу.

Питання вибору на основі оцінювання впливу на індикаторні, ефективні та екологічні показники переобладнаного газового двигуна конструктивних та регулювальних параметрів при переобладнанні дизеля для роботи на природному газі розглянуте в роботі [7]. Стендові випробування двигуна Д-240 були проаналізовані під час виконання роботи. Були отримані на різних усталених і навантажувальних режимах енергетичні, економічні та екологічні показники переобладнаного двигуна при роботі на природному газі, визначені на різних навантажувальних режимах і з різними регулюваннями системи живлення і запалювання індикаторні діаграми двигуна (рис. 1.1).

Але переобладнання в газові двигуни з примусовим запалюванням паливоповітряної суміші дизелів транспортних засобів можливе тільки у заводських умовах з організацією спеціального виробництва газових двигунів. Потрібно звернути увагу, що двигун після переобладнання стає однопаливним і може працювати лише на природному газі, що вимагає розвиненої інфраструктури живлення природним газом.

Дизель, який конвертовано для роботи за газодизельним циклом [3] представляє значний інтерес. Спочатку широко використовувались такі конвертації в суднових і стаціонарних двигунах. Останнім часом успішно застосовуються для двигунів сухопутних транспортних засобів, що обумовлено зростанням дефіциту рідких нафтових палив і підвищенням вимог до екологічної чистоти автомобілів [4].

Під час такту впуску за газодизельним циклом роботи в циліндр двигуна надходить суміш газового палива з повітрям, яка утворюється в газоповітряному змішувачі.

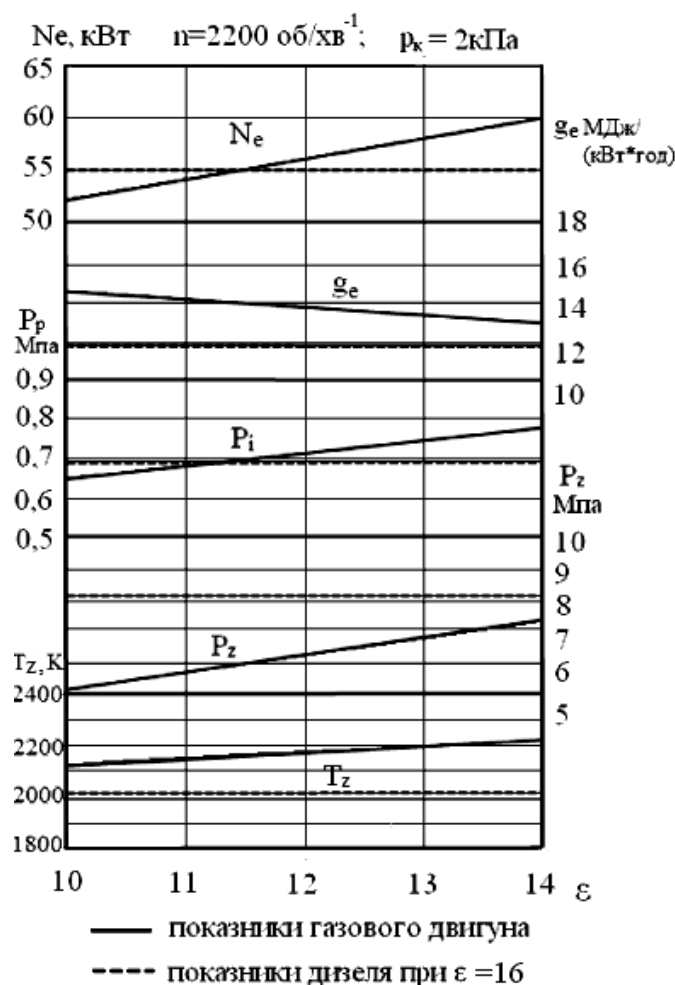


Рисунок 1.1 - Залежність індикаторних і ефективних показників газового двигуна від ступеня стискання

Температура газоповітряної суміші в період такту стиснення підвищується і до кінця такту стає нижчою від температури самозаймання газу (940-990 К), але вищою від температури самозаймання дизельного палива (590-650 К). Через форсунку, як і в звичайному дизелі, у стиснуту газоповітряну суміш впорскується невелика кількість запального дизельного палива. Утворюються численні первинні вогнища займання газоповітряної суміші навколо великої кількості розпилених, випаруваних крапель рідкого палива, що займаються одночасно в багатьох місцях.

Так само, як і в дизелів - проходить робочий процес у газодизеля за змішаним циклом, під час якого частина палива згоряє за сталого тиску, а частина - за сталого об'єму. Максимальний тиск згоряння в газодизелях вищий за однакових умов,

вищий також індикаторний ККД оскільки за сталого об'єму згоряє більше палива, ніж у дизелях.

Зменшення витрати дизельного палива на 70-80% внаслідок заміщення його газовим паливом обумовлено використанням газодизельного циклу на автомобільних двигунах. Як у дизеля, завдяки такому самому ступеню стиснення, берігається така сама потужність і забезпечується високий термічний ККД циклу, як у дизеля. У порівнянні з переведеними на газ автомобільними двигунами з іскровим запалюванням і нижчим ступенем стиснення паливна економічність газодизелів вища.

Переобладнання автомобілів для роботи за газодизельним циклом проводять передові світові двигуно- та автомобілебудівні компанії, наприклад Caterpillar Engine, GMC, Isuzu, Toyota, Nissan, Sulzer Diesel France, Diesel Ricerche та інші [4]. Замість чисто дизельного застосування газодизельного циклу дозволяє зменшити викиди шкідливих речовин в атмосферу і одночасно використовувати природний газ в двигунах без погіршення їх енергетичних показників.

Переобладнання механічного регулятора частоти обертання паливного насоса високого тиску (ПНВТ) для можливості працювати як за дизельним, так і за газодизельним циклами є основною складністю цього напрямку. Конвертування систем управління такими двигунами вимагає залучення значних виробничих ресурсів для переобладнання автомобільних дизелів в газодизелі та глибокого наукового підходу до їх розробки. Оскільки конвертація дизелів в газодизелі під час експлуатації є досить складним технологічним процесом із застосуванням спеціального обладнання подібна конвертація двигунів повинна виконуватись при залученні досвідчених майстрів або на спеціалізованих підприємствах.

1.3 Критерії оцінки показників дизельного двигуна при переводі його на роботу за газодизельним циклом

Для визначення основних критеріїв необхідних для об'єктивної оцінки роботи дизельного двигуна при його переводі на роботу на стисненому газі розглянемо та

проаналізуємо основні економічні, технічні та екологічні критерії [7]:

- витрата (питома) палива;
- циклова подача палива;
- надійність;
- екологічні показники;
- потужність двигуна;
- крутний момент.

Проаналізуємо кожен з критеріїв:

Витрата (питома) палива.

Враховуючи те, що енергетична цінність стисненого газу менша, то для виконання однієї і тієї ж роботи, витрата дизельного палива буде менша.

Визначити необхідну масу палива, що потрапляє в циліндри за один хід для постійного ККД можна за формулою:

$$m_e = \frac{P \cdot b_0 \cdot 33,33}{n \cdot z}, \quad (1.4)$$

де P - потужність двигуна, кВт;

b_0 – питома витрата палива двигуна, г/кВт·год;

n - частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

z - число циліндрів.

Як видно з формули, витрата палива прямо пропорційно залежить від потужності двигуна, отже для запобігання падіння потужності двигуна необхідно збільшувати циклову витрату стисненого газу. Питома витрата палива, відповідно, також збільшиться.

Екологічні показники.

Викиди шкідливих речовин в дизелях при згорянні стисненого газу знижуються. Зменшується кількість викидів сажі – від 50 до 61%; чадного газу - на 10-12%; твердих часток приблизно на 20-25%, а сірки – на 98%. Деякі експериментальні дані [7] довели що, при використанні дизельного палива підвищується кількість викидів оксидів азоту (NO_x).

При попаданні стисненого газу до навколишнього середовища воно є більш безпечним ніж дизельне паливо дуже швидко піддаючись розкладанню.

Потужність та крутний момент.

При переводі на стиснений газ, відбувається збільшення питомої витрати палива за рахунок меншої нижчої теплотворної здатності палива, що безпосередньо приведе до зменшення одержуваної від двигуна потужності. Це означає те, щоб отримати необхідну потужність слід використовувати більше палива.

Після аналізу за основними критеріями оцінки показників дизельного двигуна при переводі його на роботу на стиснений газ було обрано: потужність та крутний момент.

2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

2.1 Методика визначення зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

ДВЗ у загальному випадку характеризуються динамічністю, енергоємністю та економічністю. Залежністю потужності двигуна N_e від кутової швидкості обертання колінчастого вала ω_e визначається енергоємність. Залежністю крутного моменту двигуна M_e від кутової швидкості колінчастого вала ω_e описується динамічність. Залежністю питомої витрати палива q_e від кутової швидкості колінчастого вала двигуна ω_e визначається економічність.

Зовнішня швидкісна характеристика – графіки залежності питомої витрати палива q_e , крутного моменту M_e , потужності N_e від кутової швидкості колінчастого вала ω_e при максимальній подачі палива є основною характеристикою двигуна. Ця характеристика двигуна описує його динамічність, паливну економічність і енергоємність.

На рис 2.1 зображена зовнішня швидкісна характеристика двигуна.

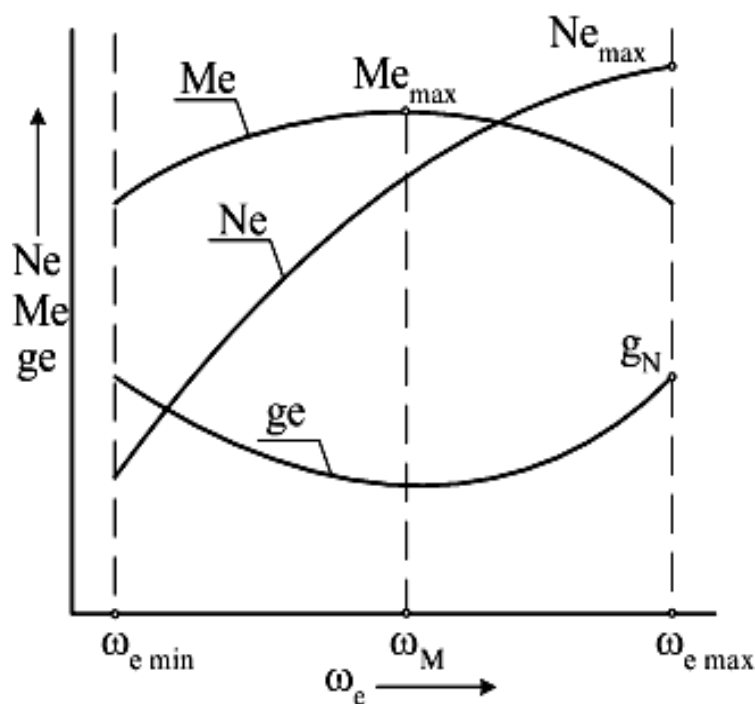


Рисунок 2.1 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

Введемо два експериментальні коефіцієнти, які визначаються із зовнішньої швидкісної характеристики двигуна:

коефіцієнт пристосованості - $K_{\omega} = \frac{\omega_N}{\omega_M}$ - за частотою обертання двигуна;

коефіцієнт пристосованості - $K_M = \frac{M_{e\max}}{M_N}$ - за крутним моментом.

Значення цих коефіцієнтів для двигунів, що встановлюються на автомобілях, знаходяться в межах $K_M = 1,05 \dots 1,5$ і $K_{\omega} = 1,5 \dots 2,5$.

Для практичних розрахунків параболami третього і другого порядків математично описуються залежності $N_e = f(\omega_e)$ і $M_e = f(\omega_e)$:

$$N_e = N_{e\max} \left[a \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad (2.1)$$

$$M_e = M_N \left[a + b \frac{\omega_e}{\omega_N} - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 \right]. \quad (2.2)$$

Рекомендується скористатися для визначення залежно від кутової швидкості колінчастого валу ω_e питомої витрати палива емпіричною залежністю:

$$q_e = q_N \left[1,26 - 0,85 \frac{\omega_e}{\omega_N} + 0,59 \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 \right], \quad (2.3)$$

де q_N - питома витрата палива, яка для дизельних двигунів береться $190 \div 240$ г/кВт·год, при максимальній потужності двигуна.

За реальних умов експлуатації для привода додаткового устаткування

затрачується додаткова потужність оскільки на автомобілі двигун працює з іншими системами впуску і випуску, які встановлено на двигуні. Тому дещо менша ефективна потужність, що розвивається двигуном на автомобілі. Проте це зменшення, як свідчить аналіз літературних джерел, не перевищує 15%.

2.2 Сили, що діють на транспортний засіб під час прямолінійного руху на підйомі

На три групи розділяються усі сили, що діють на автомобіль під час прямолінійного руху на підйомі:

P_f - сила опору коченню; P_n - сила опору повітря; P_i - сила опору підйому; P_j - сила опору розгону - сили опору руху;

P_k - колова сила на ведучих колесах - рушійні сили;

складова ваги, нормальна до опорної поверхні це нормальні реакції опорної поверхні - нормальні до опорної поверхні сили:

Припущення:

- в центрі контактного відбитка прикладені рівнодіючі нормальних реакцій опорної поверхні, а моментами опору коченню коліс переднього і заднього мостів ураховано їх зсув;

- під колесами однойменних мостів дорожні умови однакові.

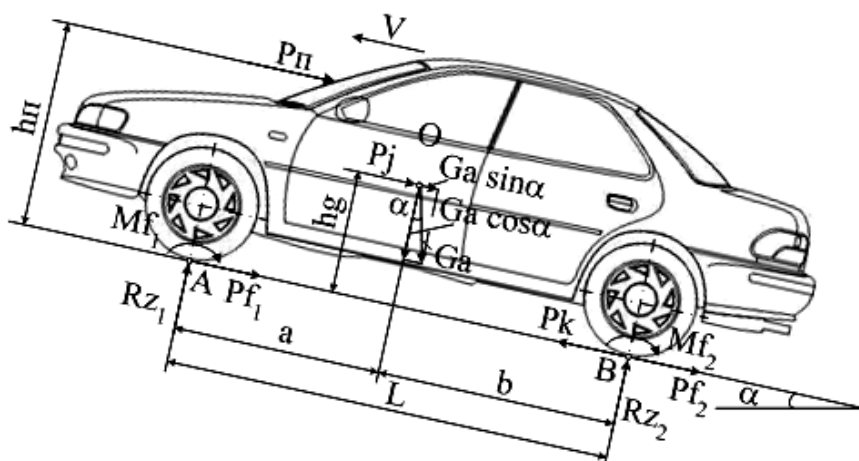
На рис. 2.2 наведено схема автомобіля колісної формули 4x2 на підставі викладеного розрахунку.

2.3 Сили опору руху

Сила опору коченню P_f

Гістерезисними втратами в гумі протектора, в шині (тертям у гумовокордній оболонці, і в контакті колеса з дорогою) при ковзаннях у зоні контакту і її радіальній, тангенціальній і бічній деформаціях викликана ця сила.

Від наступних основних чинників: стану і типу опорної поверхні, конструкції шини та її типу, тиску повітря в шині, швидкості руху, крутного моменту, що діє на шину, ступеня зносу протектора, температури шини, тощо. залежить опір коченню.



точка O - центр мас транспортного засобу, у якій прикладено його вагу G_a ; R_{z1} ; R_{z2} – рівнодіючі нормальних реакцій опорної поверхні відповідно передньої та задньої вісі; M_{f1} , M_{f2} – моменти опору коченню коліс відповідно передньої та задньої вісі транспортного засобу; h_g - відстань від центру мас до опорної поверхні; a, b – відстані відповідно від передньої та задньої вісей до центру мас транспортного засобу; P_{f1} , P_{f2} – сили опору коченню коліс відповідно передньої та задньої вісі транспортного засобу; h_n – відстань від центру парусності (точка прикладання рівнодіючої сил опору повітря) до опорної поверхні; L – база транспортного засобу; P_k – колова сила на ведучих колесах.

Рисунок 2.2 – Розрахункова схема транспортного засобу

Використовується усереднене значення коефіцієнтів опору кочення кожного колеса автомобіля, оскільки умови роботи кожного колеса окремо неможливо врахувати, а сумарний опір кочення автомобіля визначається за формулою:

$$P_f = \sum_{i=1}^n P_{fi} = f G_a \cos \alpha, \quad (2.4)$$

де f – коефіцієнт опору коченню;

α – кут нахилу в град.;

G_a – вага автомобіля в Н.

Від типу і стану опорної поверхні залежить коефіцієнт опору коченню f .

Величину коефіцієнта f зменшують підвищення тиску і температури та збільшення зносу протектора.

Від розмірів і характеру нерівностей на дорогах з твердим покриттям залежить коефіцієнт f .

На відміну від доріг з твердим покриттям, на дорогах, що деформуються, витрачається додаткова робота на видавлювання бруду і вологи з контакту колеса з дорогою, деформацію ґрунту, а тому його значення вище.

Наведеною раніше емпіричною залежністю враховується вплив на величину коефіцієнта опору коченню швидкості руху (2.4).

Сила опору повітря $P_{\text{п}}$.

Аеродинамічний опір автомобіля розділяють на п'ять складових: Опір виступів і западин близько – 5...17%; опір внутрішніх потоків близько - 5...7 %; опір форми або лобовий близько - 60...75%; поверхневий опір; індуктивний опір, який зумовлений підйомом кузова автомобіля при великих швидкостях.

Сила лобового опору $P_{\text{пл}}$ визначається за формулою:

$$P_{\text{пл}} = C_x \rho \frac{V^2}{2} F_n, \quad (2.5)$$

де C_x - коефіцієнт лобового опору (обтічності);

ρ – густина повітря.

За формулою визначається F_n – площа лобового опору (миделевого перерізу):

$$F_n = \alpha \cdot H \cdot B, \quad (2.6)$$

де $\alpha = 0,7 \div 0,9$ – коефіцієнт заповнення площі;

Сила опору підйому P_i .

Складова ваги автомобіля, паралельну до опорної поверхні та прикладену в

його центрі мас складає силу опору підйому. За формулою визначається ця сила:

$$P_i = G_a \sin \alpha. \quad (2.7)$$

При розрахунках розглядають сумарний опір коченню і підйому. Такой опір називають опором дороги

$$P_{\psi} = P_f + P_i.$$

Формула набуде вигляду наведеного рівняння після підставлення значень сил опору коченню і повітря

$$P_{\psi} = f G_a \cdot \cos \alpha + G_a \cdot \sin \alpha = G_a (f \cos \alpha + \sin \alpha).$$

Коефіцієнтом дорожнього опору ψ називають величину в дужках. Коефіцієнт дорожнього опору тоді дорівнює:

$$\psi = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (2.8)$$

З урахуванням вище приведенного запишемо силу опору дороги P_{ψ}

$$P_{\psi} = \psi G_a.$$

Сила опору розгону автомобіля поступальної маси, що рухається.

З опору розгону обертових мас та опору розгону поступально рухаючої маси складається у загальному випадку опір розгону автомобіля. Колеса автомобіля та маховик двигуна і пов'язані з ним деталі трансмісії є такими обертовими масами на автомобілі. Згідно з другим законом І. Ньютона за формулою визначається сила опору розгону поступальної маси автомобіля, що рухається

$$P_j = m_a \frac{dV}{dt},$$

де m_a – маса автомобіля;

$\frac{dV}{dt}$ – прискорення центру мас.

2.4 Рушійна сила автомобіля

Колова сила на ведучих колесах, яка викликана крутним моментом двигуна є рушійною силою автомобіля. Через трансмісію крутний момент двигуна, створюючи тангенціальні реакції опорної поверхні, підводиться до ведучих коліс автомобіля.

Коловою силою називають рівнодіючу цих реакцій опорної поверхні, викликану крутним моментом на колесі. Напрявлена вона за вектором швидкості руху автомобіля. Крутний момент при роботі двигуна в режимі зовнішньої швидкісної характеристики, оскільки на автомобілях застосовується ДВЗ, можна розрахувати за наведеною раніше залежністю:

$$M_e = M_N \left[a + b \frac{\omega_e}{\omega_N} - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 \right].$$

Проте в практиці частіше використовують залежність:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e},$$

$$N_e = N_{e\max} \left[a \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right].$$

Колова сила на ведучих колесах автомобіля, при сталому русі, коли швидкість руху автомобіля постійна ($V=\text{const}$), визначається за формулою:

$$P_{\kappa} = \frac{M_e \cdot u_{mp} \eta_{mp}}{r_{\kappa}}, \quad (2.9)$$

де $u_{\text{тр}}$ – передаточне число трансмісії: $u_{\text{тр}} = u_{\kappa} \cdot u_{\text{рк}} \cdot u_0$ (u_{κ} , $u_{\text{рк}}$, u_0 - передаточні числа, відповідно коробки передач, роздаточної коробки, головної передачі);

η_{mp} – ККД трансмісії, який ураховує втрати потужності при її передачі від маховика двигуна до ведучих коліс механізмами трансмісії.

В загальному випадку втрати в трансмісії автомобіля можна подати гідравлічними втратами, зумовленими розбризкуванням мастила в агрегатах, також сюди належить тертя в сальниках і втратами, викликаними тертям у зачепленні шестерень, у підшипниках.

Загалом ККД механічних трансмісій приймається в межах 0,8...0,92 практично всіх автомобілів.

Частина крутного моменту двигуна витрачається на розгін маховика і пов'язаних з ним деталей трансмісії та коліс автомобіля при несталому русі ($V \neq \text{const}$).

Запишемо приведений до вісі обертання ведучих коліс інерційний момент маховика з деталями трансмісії:

$$M_{jm} = J_M \frac{d\omega_e}{dt} \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}, \quad (2.10)$$

де J_M – момент інерції маховика і пов'язаних з ним деталей трансмісії, кг.м²;

$\frac{d\omega_e}{dt}$ – кутове прискорення маховика, рад/с².

За наведеною формулою визначимо інерційний момент усіх коліс автомобіля:

$$M_{jk} = \sum_{i=1}^n J_k \frac{d\omega_k}{dt}, \quad (2.11)$$

де n – кількість коліс на автомобілі;

J_k – відносно вісі обертання момент інерції одного колеса, кг.м²;

$\frac{d\omega_k}{dt}$ – кутове прискорення обертання колеса, рад/с².

Тоді, з урахуванням розгону усіх коліс автомобіля та маховика і пов'язаних з ним деталей підведений крутний момент двигуна до ведучих коліс автомобіля при несталому русі запишемо:

$$M_{\kappa} = \left(M_e - J_M \frac{d\omega_e}{dt} \right) u_{mp} \cdot \eta_{mp} - \sum_{i=1}^n J_{\kappa} \frac{d\omega_{\kappa}}{dt}. \quad (2.12)$$

Остаточно при несталому русі колова сила на ведучих колесах автомобіля визначається рівнянням

$$P_{\kappa} = \frac{\left(M_e - J_M \frac{d\omega_e}{dt} \right) u_{mp} \cdot \eta_{mp} - \sum_{i=1}^n J_{\kappa} \frac{d\omega_{\kappa}}{dt}}{r_{\kappa}}. \quad (2.13)$$

2.5 Тяговий баланс автомобіля

На підйомі при прямолінійному русі автомобіля колова сила на ведучих колесах витрачається на подолання підйому, повітря, сил опору коченню і на його розгін.

Рівняння тягового балансу, виходячи з цього, запишемо

$$P_{\kappa} = P_f + P_{\Pi} + P_i + P_j, \quad (2.14)$$

де P_{κ} – колова сила на ведучих колесах автомобіля.

Вона зменшиться при несталому русі (розгоні) порівняно зі сталим рухом на величину, необхідну для розгону коліс автомобіля та маховика і пов'язаного з ним деталей трансмісії.

При несталому русі з урахуванням цього колова сила дорівнює

$$P_{\kappa} = \frac{\left(M_e - J_M \frac{d\omega_e}{dt} \right) u_{mp} \eta_{mp}}{r_{\kappa}} - \sum_{i=1}^n \frac{J_{\kappa} d\omega_{\kappa}}{r_{\kappa} dt}, \quad (2.15)$$

де P_f – згідно з наведеним раніше сила опору коченню дорівнює

$$P_f = f_0 \left(1 + \frac{V^2}{1500}\right) m_a g \cos \alpha,$$

де P_i – сила опору підйому, яка визначається згідно залежності $P_i = m_a g \sin \alpha$;

P_j – сила опору розгону поступальної маси автомобіля, що рухається.

Зазначимо, що при визначенні колової сили на ведучих колесах вище враховано розгін маховика і коліс. Запишемо тоді силу опору розгону поступальної маси автомобіля під час руху

$$P_j = m_a \frac{dV}{dt}.$$

Після підставлення до рівняння значень сили опору розгону поступальної маси і колової сили маємо

$$\frac{\left(M_e - J_M \frac{d\omega_e}{dt}\right) u_{mp} \eta_{mp}}{r_\kappa} - \sum_{i=1}^n \frac{J_\kappa d\omega_\kappa}{r_\kappa dt} = P_f + P_n + P_i + m_a \frac{dV}{dt}. \quad (2.16)$$

Після елементарних перетворень отримаємо

$$\frac{M_e \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_\kappa} = P_f + P_n + P_i + m_a \frac{dV}{dt} \left(1 + \frac{\frac{J_M d\omega_e}{dt} \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{m_a \frac{dV}{dt} r_\kappa} + \frac{\sum_{i=1}^n \frac{J_\kappa d\omega_\kappa}{dt}}{r_\kappa \frac{dV}{dt} m_a} \right).$$

Якщо врахувати, що $V = \omega_\kappa \cdot r_\kappa$; $dV = r_\kappa \cdot d\omega_\kappa$; $\omega_e = u_{тр} \cdot \omega_\kappa$; $d\omega_e = u_{тр} \cdot d\omega_\kappa$, тоді вираз у дужках запишемо:

$$1 + J_M \frac{u_{mp} \cdot d\omega_\kappa \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{m_a \cdot r_\kappa \cdot r_\kappa \cdot d\omega_\kappa} + \frac{\sum_{i=1}^n J_\kappa \cdot d\omega_\kappa}{r_\kappa \cdot d\omega_\kappa \cdot m_a \cdot r_\kappa} = 1 + \frac{J_M \cdot u_{mp}^2 \cdot \eta_{mp}}{m_a \cdot r_\kappa^2} + \sum_{i=1}^n \frac{J_\kappa}{m_a r_\kappa^2} = \delta, \quad (2.17)$$

де δ – коефіцієнт оберткових мас автомобіля.

Після перетворень

$$\frac{M_e \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k} = P_f + P_n + P_i + \delta \cdot m_a \frac{dV}{dt} . \quad (2.18)$$

Для визначення коефіцієнта δ використовують емпіричну залежність:

$$\delta = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot u_k^2, \quad (2.19)$$

де δ_1, δ_2 – враховують розгін відповідно маховика з деталями трансмісії і коліс наведені коефіцієнти.

Відповідними виразами визначаються ці коефіцієнти:

$$\delta_1 = \frac{\sum_{i=1}^n J_k}{m_a r_k^2}; \delta_2 = \frac{J_M (u_{mp})^2 \eta_{mp}}{m_a r_k^2 u_k^2} .$$

Рекомендується брати $\delta_1 = 0,03 \dots 0,05$; $\delta_2 = 0,04 \dots 0,06$. При цьому до великовантажних автомобілів належить менше значення, до легкових автомобілів - більше.

Коефіцієнт обертових мас остаточно запишемо:

$$\delta = 1 + 0,03 \dots 0,05 + 0,04 \dots 0,06 \cdot u_k^2. \quad (2.20)$$

Коефіцієнт враховує розгін як коліс так і маховика з деталями трансмісії, а також поступальної маси автомобіля, він більший за одиницю.

Колова сила в рівнянні тягового балансу з урахуванням коефіцієнта обертових мас буде визначатися за формулою:

$$P_k = \frac{M_e \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k},$$

а розгін як поступальної маси автомобіля, що рухається, так і маховика з деталями трансмісії та коліс в цьому випадку враховує сила опору розгону. За формулою визначимо цю силу:

$$P_j = \delta m_a \frac{dV}{dt}. \quad (2.21)$$

Для наочності зображають тяговий баланс автомобіля у вигляді графіків залежностей сил опору коченню на горизонтальній дорозі та повітря, колової сили при сталому русі автомобіля на всіх передачах від швидкості руху автомобіля. Швидкість руху автомобіля при цьому визначається залежно від числа оборотів двигуна за формулою:

$$V = \frac{\omega_e \cdot r_k}{u_{mp}}. \quad (2.22)$$

де ω_e — кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с.

Зазначимо, що на горизонтальній дорозі при $V=0$ сила опору коченню P_f має значення:

$$P_f = f_0 m_a g,$$

де f_0 — при $V=0$ коефіцієнт опору коченню.

Залежність $P_f=f(V)$ на графіках тягового балансу починається не з нульової позначки оскільки на будь-якій опорній поверхні для кожної шини $f_0 \neq 0$.

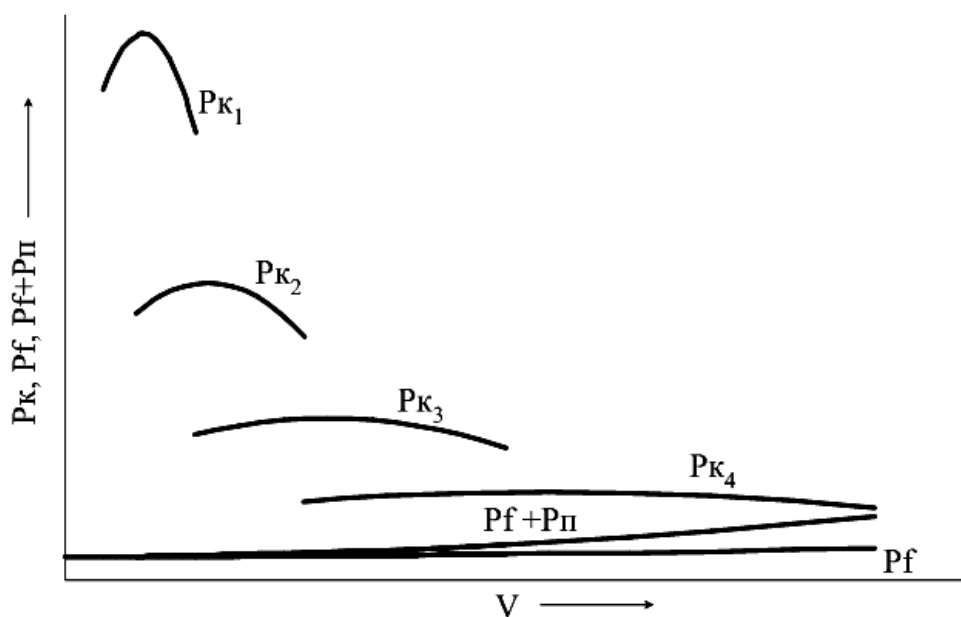


Рисунок 2.3 - Графіки тягового балансу транспортного засобу

2.6 Потужнісний баланс транспортного засобу

Якщо помножити праву і ліву частину на швидкість V в рівнянні тягового балансу, отримаємо вираз:

$$P_k \cdot V = P_f \cdot V + P_n \cdot V + P_i \cdot V + P_j \cdot V.$$

Враховуючи, що потужністю є множина сили на швидкість, маємо право записати

$$N_k = N_f + N_n + N_i + N_j. \quad (2.23)$$

Отримане таким чином рівняння являє собою при прямолінійному русі на підйом рівняння потужнісного балансу автомобіля, у якому підведена від двигуна до ведучих коліс автомобіля N_k – потужність, дорівнює:

$$N_k = N_e \cdot \eta_{тр},$$

де $\eta_{\text{тр}}$ – ККД трансмісії;

N_f – потужність опору коченню при прямолінійному русі автомобіля на підйом:

$$N_f = P_f \cdot V = f_0 \left(1 + \frac{V^2}{1500} \right) m_a g \cos \alpha \cdot V;$$

N_{π} – потужність опору повітря дорівнює

$$N_{\pi} = P_{\pi} \cdot V = k_{\pi} \cdot F_{\pi} \cdot V^3;$$

N_i – за формулою визначається потужність опору підйому

$$N_i = P_i \cdot V = m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot V;$$

N_j – так розраховується потужність опору розгону

$$N_j = P_j \cdot V = \delta \cdot m_a \frac{dV}{dt} \cdot V .$$

Графіки залежностей потужності підведеною до ведучих коліс автомобіля, потужності двигуна, а також потужностей опору повітря від швидкості руху автомобіля та опору коченню на горизонтальній дорозі на всіх передачах (рис.2.4) являють собою потужнісний баланс автомобіля.

2.7 Динамічна характеристика, динамічний фактор і паспорт автомобіля

Відношення вільної сили тяги до ваги автомобіля називається динамічним фактором автомобіля. Зазначимо, що вільною силою тяги в теорії автомобіля називають різницю $P_k - P_{\pi}$. Динамічний фактор у цьому випадку визначається за формулою:

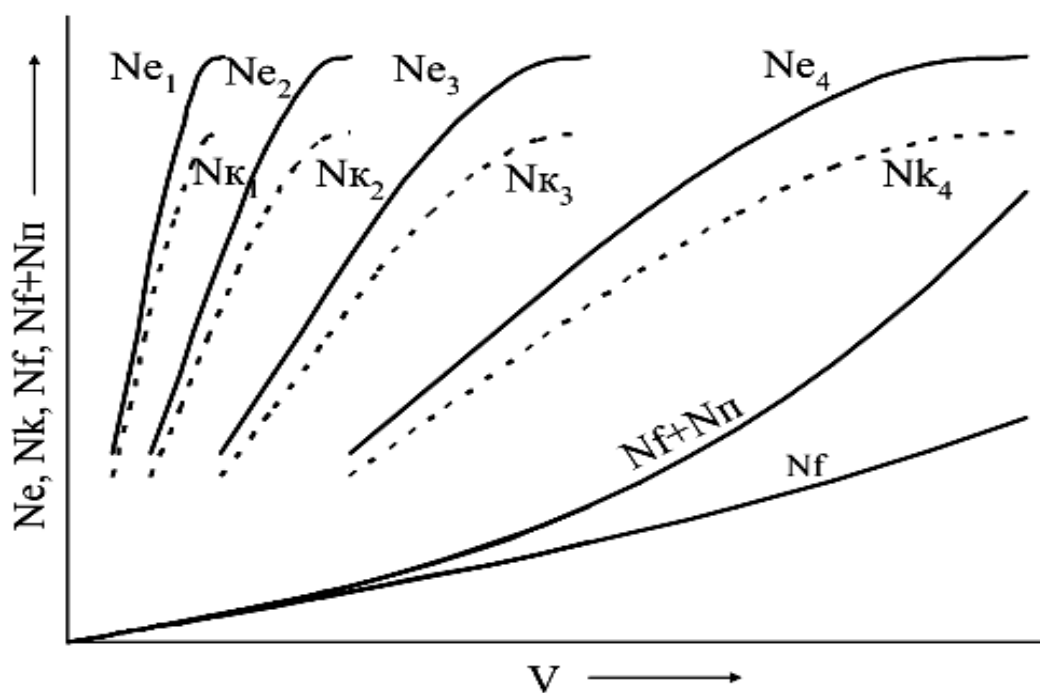


Рисунок 2.4 – Графіки потужнісного балансу автомобіля

$$D = \frac{P_k - P_n}{m_a g} . \quad (2.24)$$

Динамічний фактор найбільшого значення досягає, як видно, для порожнього автомобіля на першій передачі коробки передач.

Співвідношення між динамічними факторами порожнього і навантаженого автомобілів запишемо

$$D_0 = D \frac{m_a}{m_0} . \quad (2.25)$$

Рівнянням тягового балансу дозволяє визначити фізичний зміст динамічного фактора

$$P_k = P_f + P_{\pi} + P_i + P_j .$$

Перетворимо рівняння тягового балансу таким чином

$$P_k - P_n = P_f + P_i + \delta \cdot m_a \frac{dv}{dt}.$$

Розділивши на $m_a g$ праву і ліву частини останнього рівняння, маємо:

$$\frac{P_k - P_n}{m_a g} = \frac{P_f + P_i}{m_a g} + \frac{\delta \cdot m_a}{m_a g} \cdot \frac{dV}{dt}.$$

Після елементарних перетворень маємо:

$$D = \psi + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (2.26)$$

Тут має місце:

$$\frac{P_f + P_i}{m_a g} = \frac{f m_a g \cos \alpha + m_a g \sin \alpha}{m_a g} = f \cos \alpha + \sin \alpha = \psi.$$

При сталому русі $\frac{dV}{dt} = 0$, а значить $D = \psi$.

Динамічний фактор автомобіля, як впливає з аналізу рівняння (2.26), чисельно показує, який коефіцієнт дорожнього опору може подолати автомобіль при сталому русі.

Графіки залежності динамічного фактора навантаженого автомобіля на всіх передачах від швидкості руху - динамічна характеристика автомобіля.

За формулою (2.24) визначаємо динамічний фактор, а швидкість - за залежністю:

$$V = \frac{\pi}{30} \frac{n_e r_k}{u_k u_p u_0}.$$

За розрахунками будемо динамічну характеристику автомобіля.

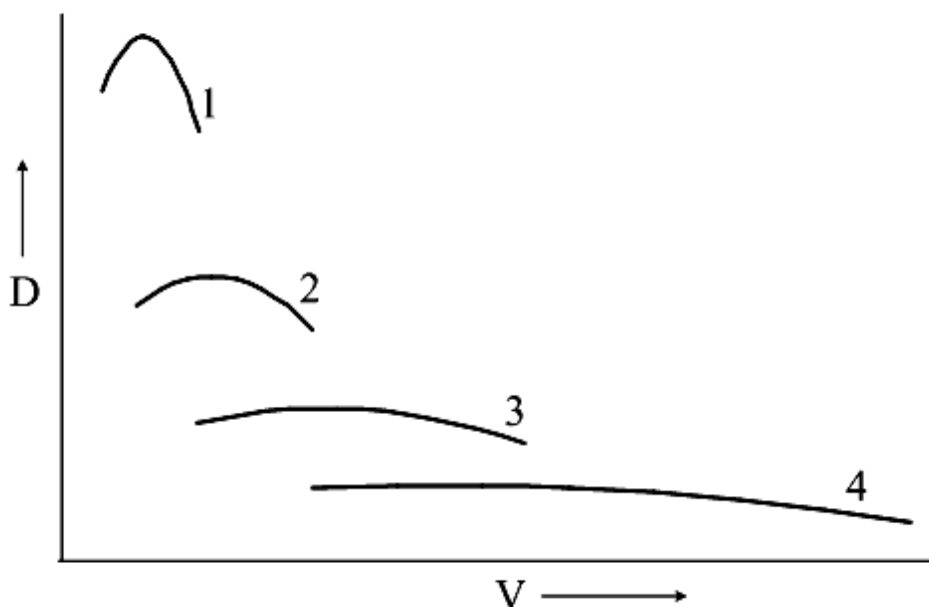


Рисунок 2.5 – Динамічна характеристика автомобіля

З рис. 2.5 передача і можлива швидкість руху навантаженого автомобіля визначається за заданим коефіцієнтом дорожнього опору.

Динамічна характеристика разом з номограмою навантажень - динамічний паспорт автомобіля будується для визначення динамічного фактора автомобіля при різному ступені його завантаження.

Вісь абсцис динамічної характеристики автомобіля продовжується вліво для побудови номограми навантажень (див. рис. 2.6). У відносних величинах навантаження на автомобіль являє собою продовжена таким чином вісь.

Порожньому автомобілю відповідає 0, який ставимо в її кінцевій точці, і проводимо вертикальну лінію. Динамічний фактор порожнього автомобіля D_0 - це і буде вісь, за якою його визначаємо.

Рівнозначні точки на шкалах D_0 і D динамічних факторів порожнього і навантаженого автомобілів, що з'єднують проведені косі лінії, перетинаючись зі шкалами $D_{0,25}$; $D_{0,5}$; $D_{0,75}$, відповідно завантаженого автомобіля на 25%, 50% і 75%, визначають масштаби цих шкал.

Передачу і можливу максимальну швидкість руху автомобіля при заданому дорожньому опорі та при різному ступені завантаження дозволяє визначити динамічний паспорт автомобіля.

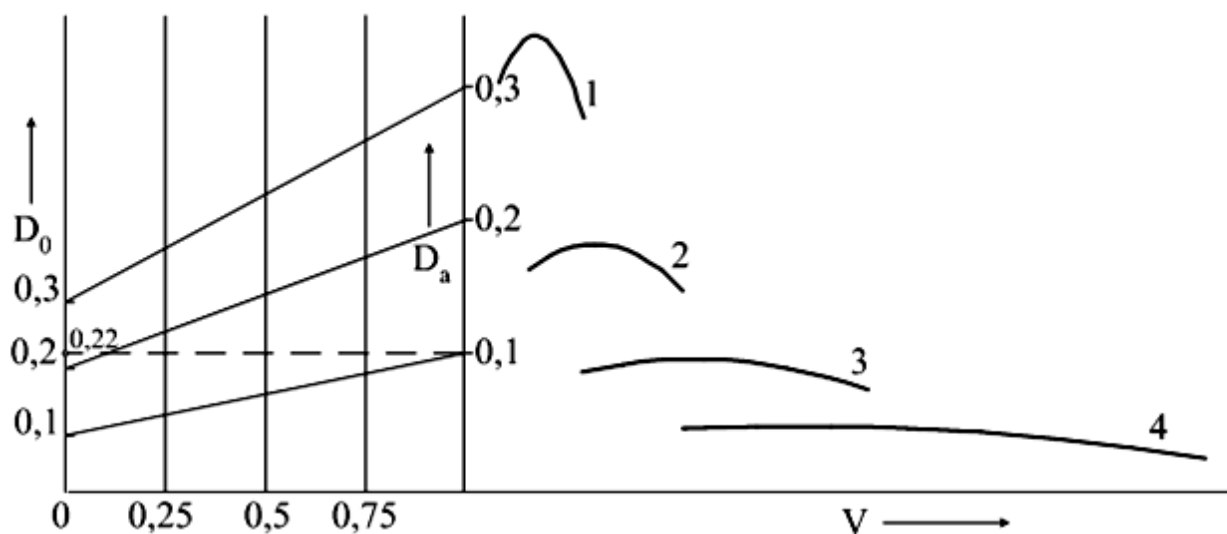


Рисунок 2.6 – Динамічний паспорт автомобіля

2.8 Час і шлях розгону автомобіля

Визначено наступні припущення для визначення часу і шляху розгону:

- в режимі зовнішньої швидкісної характеристики працює двигун.
- зважаючи на складність і недостатню вивченість процесу процес зрушення з місця і розгін автомобіля до цієї швидкості, яка відповідає нижчій передачі коробки передач і мінімальним обертам колінчастого вала не розглядаються;
- розгін починається зі швидкості автомобіля, що відповідає мінімальним обертам колінчастого вала.

Прискорення, як відомо, дорівнює: $a = \frac{dV}{dt}$ або $dt = \frac{dV}{a}$.

Використовуючи числовий метод, маємо право записати:

$$\Delta t = \frac{\Delta V}{a}. \quad (2.27)$$

Приріст швидкості при розгоні від швидкості V_1 до V_2 , зображується $\Delta V = V_2 - V_1$, тоді, очевидно, $\Delta t = \Delta t_{1,2}$ відповідає часу розгону від швидкості V_1 до V_2 .

Середнє прискорення a в інтервалі швидкостей V_1 і V_2 .

$$a = \frac{a_1 + a_2}{2},$$

де a_1, a_2 – при швидкостях руху відповідно V_1 і V_2 , прискорення розгону.

Впливає з попереднього, що:

$$D = \Psi + \frac{\delta}{g} \frac{dV}{dt},$$

звідси $a = \frac{dV}{dt} = (D - \Psi) \cdot \frac{g}{\delta}.$

При швидкості V_1 маємо: $a_1 = \frac{dV}{dt} = (D_1 - \Psi_1) \cdot \frac{g}{\delta},$

при швидкості V_2 маємо: $a_2 = \frac{dV}{dt} = (D_2 - \Psi_2) \cdot \frac{g}{\delta},$

де ψ_1, ψ_2 - при швидкостях V_1 і V_2 коефіцієнти дорожнього опору;

D_1, D_2 - при швидкостях V_1 і V_2 динамічні фактори автомобіля.

Під час руху по горизонтальній дорозі маємо:

$$\psi_1 = f_1 = f_0 \left(1 + \frac{V_1^2}{1500} \right), \quad \psi_2 = f_2 = f_0 \left(1 + \frac{V_2^2}{1500} \right).$$

Час розгону від швидкості V_1 до V_2 , після підставлення вищенаведених залежностей, запишемо:

$$\Delta t_{1,2} = \frac{2(V_2 - V_1)\delta}{g(D_1 + D_2 - \Psi_1 - \Psi_2)}. \quad (2.28)$$

Підсумуванням часу в інтервалах швидкостей на цій передачі знаходиться сумарний час розгону на передачі. Перемикання передач повинне здійснюватися при максимальному прискоренні щоб час розгону був мінімальним.

Взявши, що при перемиканні передач двигун роз'єднаний від трансмісії знаходимо втрату швидкості при перемиканні передач. Колова сила на ведучих колесах автомобіля у цьому випадку буде відсутня і $P_{к1} = P_{к2} = 0$. Можна вважати, що $\psi_1 = \psi_2$ з достатньою для практичних розрахунків точністю.

Від типу і конструкції привода переключення передач, суб'єктивних особливостей водія залежить час перемикання передач і знаходиться в межах (0,3...1,5) с. Середнє значення часу переключення $t_n = 0,8...1$ с приймають при розрахунках.

Після підставлення значень динамічних факторів

$$D_1 = \frac{0 - k_n \cdot F_n \cdot V_1^2}{m_a g}, \quad D_2 = \frac{0 - k_n \cdot F_n \cdot V_2^2}{m_a g} \quad \text{та} \quad \Delta t_{1,2} = t_n$$

визначимо падіння швидкості при перемиканні передач:

$$V_2 - V_1 = \Delta V = -\frac{t_n \cdot g}{2\delta_n} \left[2\psi_1 + \frac{k_n \cdot F_n}{m_a g} (V_1^2 + V_2^2) \right]. \quad (2.29)$$

Якщо опір повітря не враховувати, тоді:

$$\Delta V = \frac{t_n \cdot g(-2\psi_1)}{2\delta_n} = -\frac{t_n \cdot g\psi_1}{\delta_n}. \quad (2.30)$$

При перемиканні передач швидкість зменшується, тому знак «мінус».

При перемиканні передач коефіцієнт оберткових мас δ_n , визначається:

$$\delta_n = 1 + 0,03 \dots 0,05.$$

Оскільки при перемиканні передач двигун від'єднаний від трансмісії і враховується розгін тільки коліс це справедливо тільки певною мірою. Тому що агрегати трансмісії обертаються.

При цьому швидкості руху автомобіля на початку перемикання відповідає коефіцієнт дорожнього опору ψ_1 .

Дорівнює сумарний час розгону автомобіля:

$$\sum t = \sum_{i=1}^n \Delta t_i + \sum_{i=1}^n \Delta t_{n_i},$$

де $\sum_{i=1}^n \Delta t_{n_i}$ – сумарний час при переключенні передач.

$\sum_{i=1}^n \Delta t_i$ – сумарний час розгону на всіх передачах;

Графік часу розгону будується за результатами розрахунків.

Графік часу розгону не починається з нульової швидкості, тому що рух автомобіля починається зі швидкості, що відповідає мінімальним обертам двигуна.

Після визначення часу розгону проводимо визначення шляху розгону.

Якщо врахувати, що:

$$v = \frac{dS}{dt} \text{ або } dS = Vdt ,$$

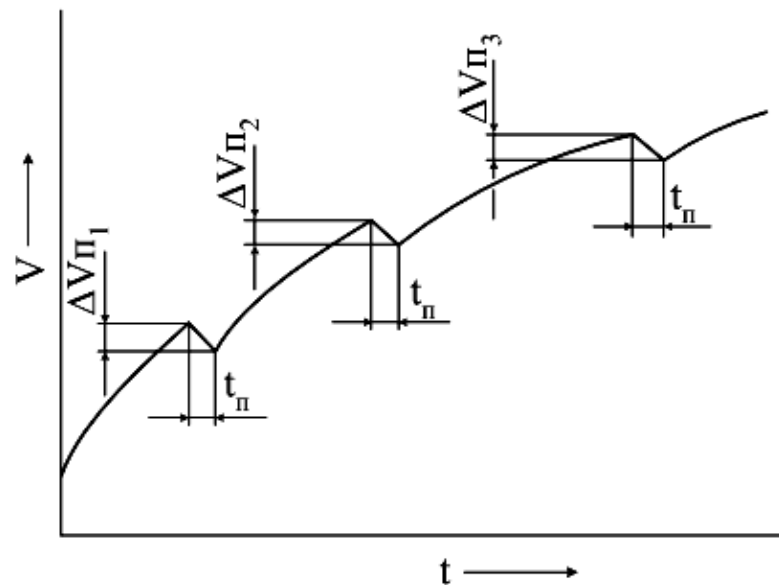


Рисунок 2.7 – Графік часу розгону

то, можемо записати використовуючи числовий метод:

$$\Delta S = V\Delta t,$$

де $\Delta t = \Delta t_{1,2}$ – час розгону від швидкості V_1 до V_2 ;

V – середня швидкість руху в інтервалі швидкостей V_1 і V_2 , вона дорівнює

$$V = \frac{V_1 + V_2}{2},$$

ΔS – шлях, який проходить автомобіль при розгоні від швидкості V_1 до V_2 .

Після підставлення маємо:

$$\Delta S_{1,2} = \frac{V_1 + V_2}{2} \Delta t_{1,2} .$$

Автомобіль за час перемикання передач, який беруть однаковим при кожному перемиканні $t_n = 0,75 \dots 1,1$ с, пройде шлях:

$$\Delta S_n = \frac{V_1 + V_1 - \Delta V_n}{2} \cdot t_n = (V_1 - \frac{\Delta V_n}{2}) t_n, \quad (2.31)$$

де V_1 – швидкість на початку перемикання;

ΔV_n – падіння швидкості за час перемикання передач і беремо за абсолютною величиною.

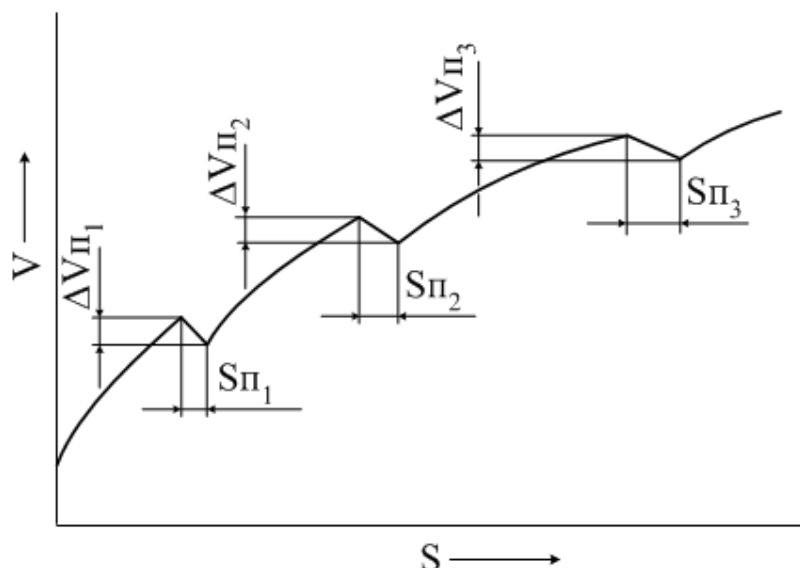


Рисунок 2.8 – Графік шляху розгону

Сумарний шлях розгону автомобіля визначаємо так:

$$\sum S = \sum_{i=1}^n \Delta S_i + \sum_{i=1}^n \Delta S_{n_i},$$

де $\sum_{i=1}^n \Delta S_{n_i}$ - при перемиканні передач сумарний шлях, що проходить

автомобіль;

$\sum_{i=1}^n \Delta S_i$ - сумарний шлях розгону на всіх передачах;

Графік шляху розгону будуємо за результатами розрахунків.

Графік шляху розгону, слід зазначити, оскільки процес зрушення з місця і розгін до швидкості, яка відповідає мінімальним обертам двигуна, згідно зі взятими допущеннями, не враховуються, аналогічно до графіка часу розгону починається зі швидкості, яку розвиває автомобіль при мінімальних обертах двигуна.

З РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЯ ПЕРЕВЕДЕННЯ ДИЗЕЛЯ НА РОБОТУ ЗА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛОМ

В якості об'єкта дослідження в роботі прийнято автомобіль КрАЗ-6505 з базовим двигуном ЯМЗ-238ДЕ2 та переобладнаний настиснений газ двигун ЯМЗ-238ДЕ2ГД.

Таблиця 3.1 - Порівняння основних показників автомобіля

Показник	Двигун	
	ЯМЗ-238ДЕ2	ЯМЗ-238ДЕ2ГД
Двигун	дизель	СПГ
Робочий об'єм, см ³	14860	14860
Максимальна потужність двигуна $N_{\max}$, кВт	330	320
Частота обертання колінчатого валу при максимальній потужності $N_{\max}$, об/хв.	2100	2100
Максимальний крутний момент $M_{e \max}$, Н*м	1274	1215
Частота обертання колінчастого валу при максимальному крутному моменті n_m , об/хв.	1300-1500	1300-1500

В розрахунках прийнято що автомобіль з повною масою 28000 кг розганявся по рівній, горизонтальній дорозі з сухим асфальтобетонним покриттям. Приймаємо, що розгін здійснювався при повній подачі палива з перемиканням передач.



Рисунок 3.1 - Бортовий вантажний автомобіль КрАЗ-6505

Розглянемо, як змінюються техніко-економічні та екологічні показники автомобіля КрАЗ-65053 при переведенні двигуна ЯМЗ-238ДЕ на роботу за газодизельним циклом.

Переобладнання двигуна на роботу на СПГ показує що для забезпечення необхідних показників тягово-швидкісних характеристик необхідно збільшити циклову подачу палива на 14% порівняно із базовим двигуном. Щоб забезпечити необхідну потужність двигуна питома витрата СПГ має зрости на 17%. Необхідно зазначити, що ККД переобладнаного двигуна складає 37,2%, а ККД базового двигуна дорівнює 40,6%. Зміна ККД пов'язана зі зменшенням ряду показників, а саме: максимальний тиск циклу зменшився із 124,18 бар до 116,31 бар, а максимальна температура циклу зменшилась із 1843,7 до 1717,0 К.

Показники процесу згорання палив наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 - Порівняння процесу згорання палива

Показники, які впливають на згорання палива	Значення, що відповідають базовому двигуну	Значення, що відповідають переобладнаному двигуну
Максимальний тиск вприску, Па	1667,3	1792,8
Середній діаметр крапель, мкм	11,979	13,668
Випередження вприску, град. до ВМТ	20	20
Тривалість подачі палива, град	37,9	40,7
Період затримки самозаймання, град	9,58	2,07
Частка палива випаруваного за період затримки самозаймання	0,007	0,139
Тривалість згорання, град п.к.в.	90	155,2

Зміни та регулювання паливної апаратури, що впливають на згорання палива викликані відмінністю фізико-хімічних характеристик палив.

Використання СПГ знижує викиди шкідливих речовин в дизелях при його згорянні.

Кількість викидів чадного газу - на 10-12%, сірки - на 98%, зменшується емісія диму по шкалі Бош у 2,8 рази, твердих часток зменшується на 20-25%, а сажі - від 50

до 61%.

Однак, підвищується кількість викидів оксидів азоту (NO_x) на 50% при використанні СПГ.

Ще однією важливою перевагою СПГ над нафтовим дизельним паливом є його менша вартість. У цілому по Європі 1 літр СПГ на 0,15-0,2 євро дешевше за літр дизельного палива. В Україні, за різними даними, собівартість 1 літра СПГ менша від собівартості дизельного палива на 24,2 грн.

Як видно з розрахунків для отримання від двигуна одних і тих же тягово-швидкісних характеристик СПГ споживається на 17% більше ніж дизельного палива, однак його собівартість майже на 32% менша.

Для оцінки впливу на техніко-економічні та екологічні показники автомобіля переведення двигуна на роботу на СПГ на першому етапі проаналізуємо зовнішні швидкісні характеристики дизеля, які наведені на рис. 3.2.

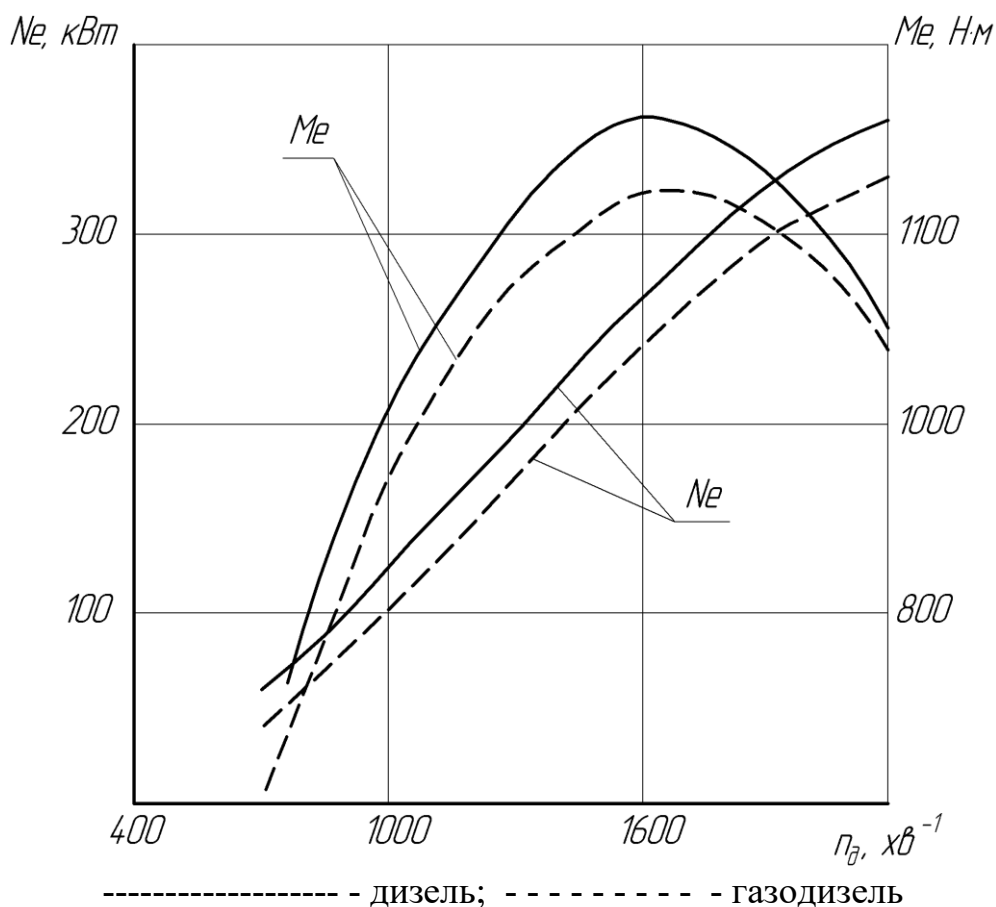


Рисунок 3.2 - Зовнішня швидкісна характеристика дизеля
З графіків видно, що крутний момент двигуна переобладнаного на СПГ на

режимі холостого ходу зменшується з 750 до 600 Н*м, що на 20% менше, але це значно не впливає на характеристики руху автомобіля, оскільки на режимі холостого ходу двигун під навантаженням працює дуже рідко.

На режимі максимального крутного моменту, при частоті обертання колінчастого валу 1600 хв⁻¹ значення крутного моменту при роботі двигуна за газодизельним циклом складає 1150 Н*м, що на 6,4% менший ніж максимальний крутний момент двигуна, що працює на дизельному паливі. Таке зниження крутного моменту при переведенні двигуна на роботу за газодизельним циклом може погіршити тягово-швидкісні показники автомобіля, але це потребує додаткових досліджень.

На номінальній частоті обертання колінчастого валу дизеля 2100 хв⁻¹ крутний момент знижується з 1050 н*м до 1040 Н*м при переведенні двигуна на роботу за газодизельним циклом, зниження складає 2%, що практично не змінює показники автомобіля.

Розглянемо, як змінюється потужність двигуна при переведенні його на роботу за газодизельним циклом. На режимі холостого ходу потужність знижується на 19% - з 70 до 50 кВт, на режимі максимального крутного моменту на 11% - з 270 кВт до 240 кВт, на режимі максимальної потужності на 8% - з 360 до 330 кВт. Необхідно провести дослідження впливу такого падіння потужності на показники руху автомобіля.

На рис. 3.3 наведені розраховані графічні залежності балансу потужностей двигуна при різних передаточних числах коробки передач та швидкостях руху автомобіля.

Переобладнання дизеля на роботу за газодизельним циклом впливає на баланс сил дизеля. Як видно з графіка (рис. 3.3) найбільший вплив відбувається на нижчих передачах, сягаючи 4,5% на першій передачі.

При збільшенні швидкості руху автомобіля зменшується вплив переведення дизеля на роботу за газодизельним циклом на баланс сил, також перехід на вищі передачі зменшує цей вплив.

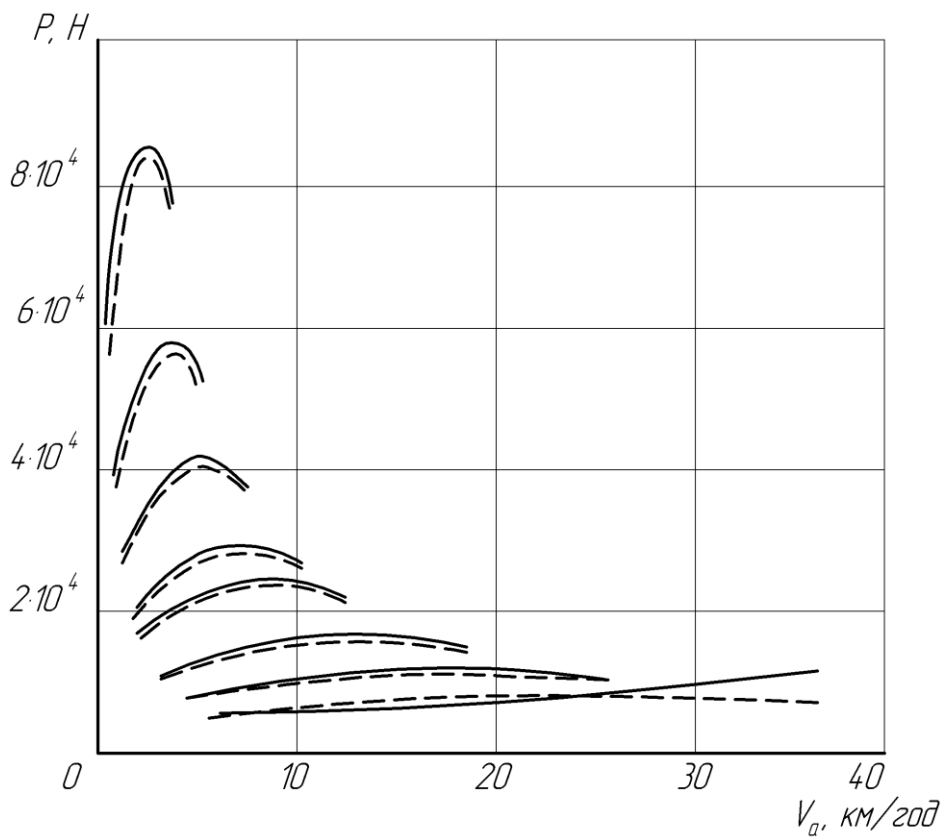


Рисунок 3.3 - Баланс сил дизеля

Графічні залежності балансу потужностей наведені на рис. 3.4.

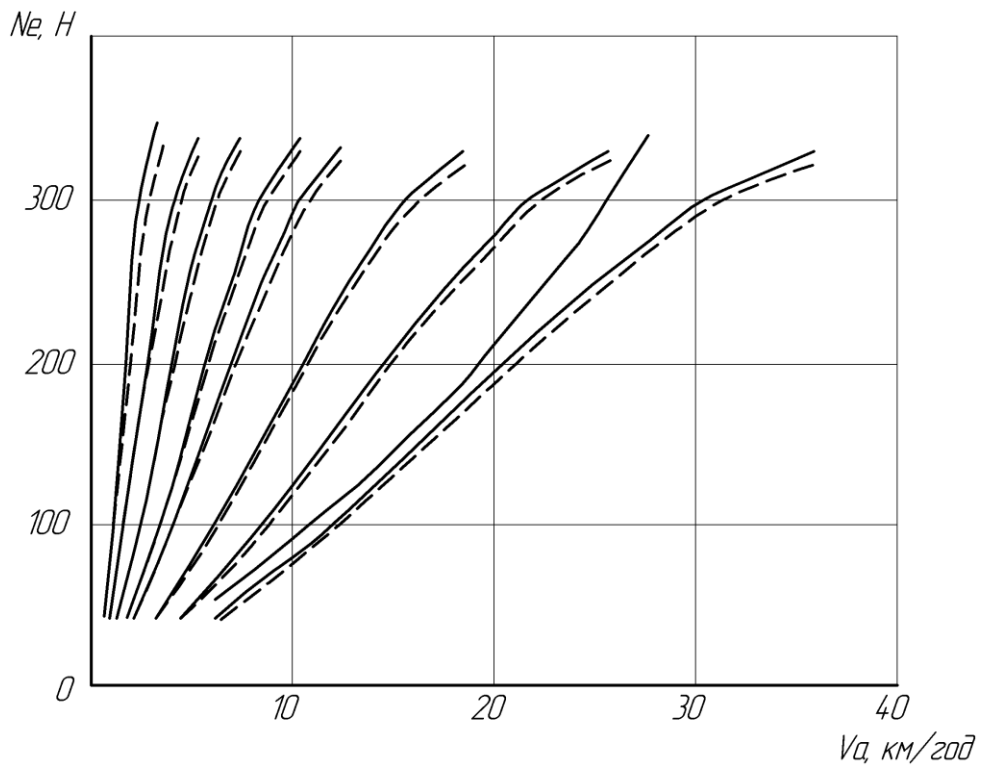


Рисунок 3.4 - Баланс потужностей дизеля

Аналіз наведених залежностей дозволяє зробити висновок, що вплив

переведення дизеля на роботу за газодизельним циклом на потужності показники двигуна такі ж, як у балансу сил.

На рис 3.5 наведено графічні залежності динамічного фактора автомобіля, розраховані при різних швидкостях руху на різних передачах.

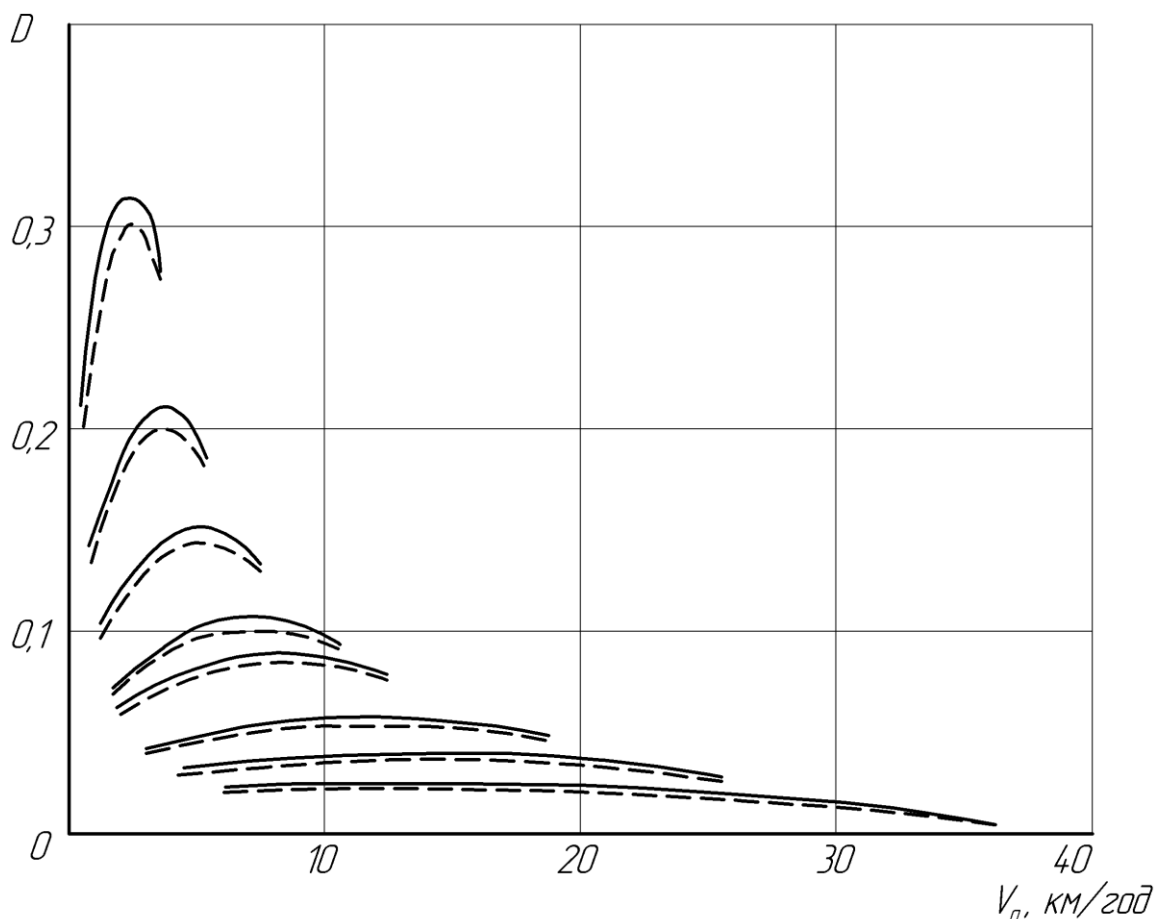


Рисунок 3.5 - Динамічний фактор автомобіля

З графіка видно, що на першій передачі максимальне зниження значення динамічного фактора складає 10,7% - з 0,32 до 0,3 одиниць, при збільшенні передачі на який рухається автомобіль це відхилення зменшується і на 5 передачі складає 8% - з 0,055 до 0,052. Подальше збільшення швидкості руху автомобіля нівелює різницю між значеннями динамічного фактора автомобіля при роботі дизеля на дизельному паливі та СПГ.

На рис. 3.6 наведено графік прискорень автомобіля при роботі дизеля на дизельному паливі і СПГ при русі на різних швидкостях та на різних передачах.

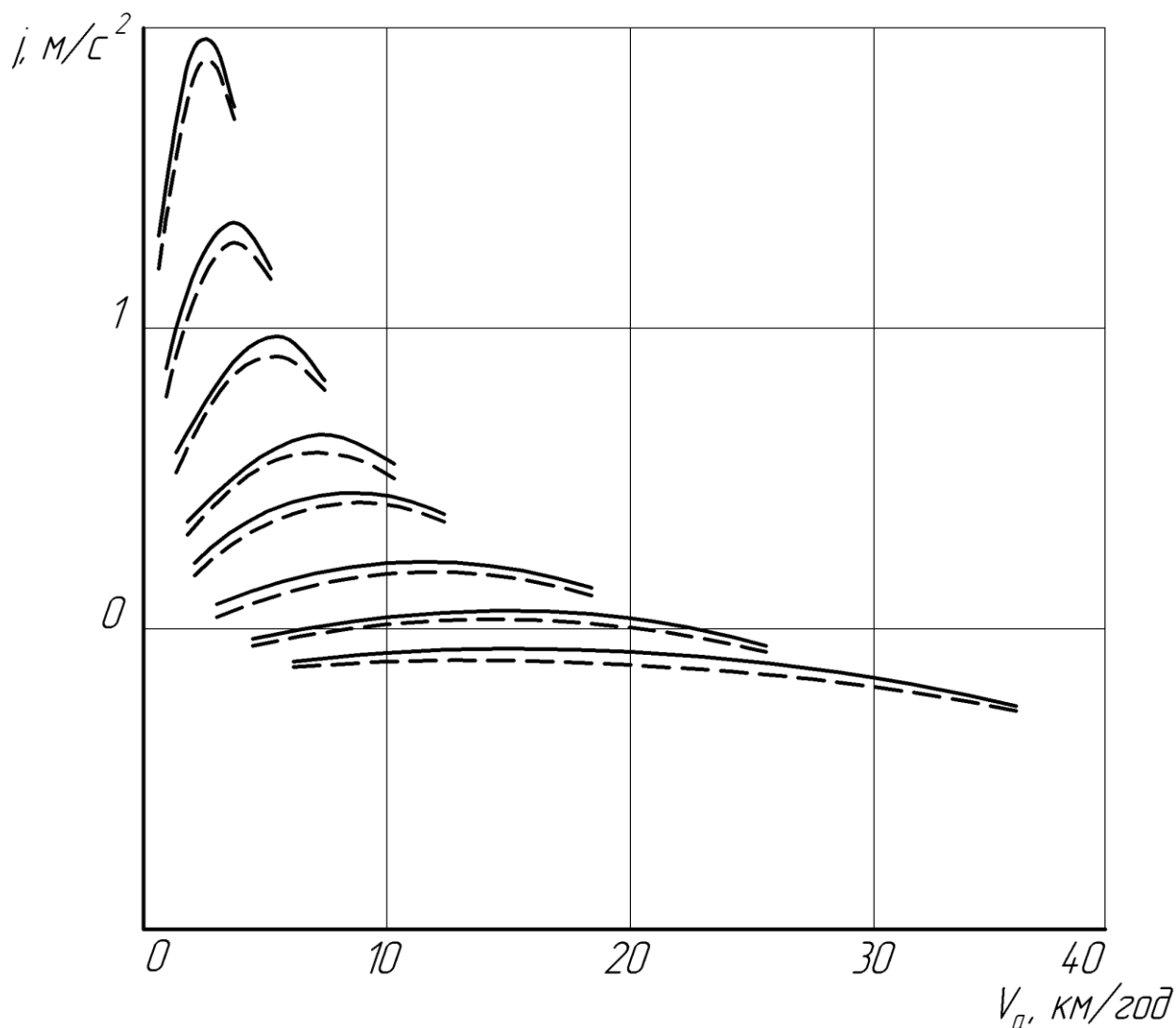


Рисунок 3.6 - Графік прискорень автомобіля

Аналіз наведених результатів показує, що переведення дизеля на роботу за газодизельним циклом здійснює такий же вплив на показники прискорення автомобіля, як і на показники динамічного фактора.

Такий вплив не може не сказатися на значення показників розгону – час і шлях розгону. Розглянемо, як змінюються показники розгону до 60 км/год для автомобіля масою 26000 кг при переведенні дизеля на роботу за газодизельним циклом. В табл. 3.3 наведено результати розрахунків.

З наведених даних, як видно, при збільшенні швидкості транспортного засобу при русі на вищих передачах негативний вплив переведення дизеля на роботу за газодизельним циклом знижується.

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку шляху та часу розгону

Параметр	Значення параметрів				
Швидкість руху автомобіля, км/год	15	25	37	49	60
Шлях розгону при роботі двигуна на дизельному паливі, м	24	66	135	257	420
Шлях розгону при роботі двигуна за газодизельним циклом, м	29	74	142	279	452
Відношення показників, %	17,2	10,3	9,5	8,1	6,9
Час розгону при роботі двигуна на дизельному паливі, м	4,2	9,7	19,9	37,9	62
Час розгону при роботі двигуна за газодизельним циклом, м	5,1	10,8	22	41,2	66,6
Відношення показників, %	17,1	10,2	9,7	7,9	7,1

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

Соціальне значення охорони праці полягає в сприянні зростанню ефективності суспільного виробництва шляхом безперервного вдосконалення і поліпшення умов праці, підвищення її безпеки, зниження виробничого травматизму і захворюваності.

Аналіз умов праці проводимо на робочому місці, де здійснюється переобладнання двигунів внутрішнього згорання вантажних автомобілів. На працівника, можуть мати вплив такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

фізичні небезпечні виробничі фактори:

- рухомі машини і механізми, рухомі частини виробничого обладнання, деталі та елементи матеріалів;

- підвищена температура поверхонь обладнання та матеріалів (внаслідок різання та тертя);

- недостатнє освітлення робочої зони;

- підвищена або понижена температура робочої зони (температура підвищується за рахунок теплообміну між нагрітими частинами і нагрітими вузлами);

- підвищений рівень шуму і вібрації на робочому місці (виникає внаслідок роботи верстатів та обладнання);

- гострі кромки, заусенці та шорсткість на поверхнях деталей що обробляються.

хімічні фактори:

- загально-токсичні;

- загально-подразнюючі;

психофізіологічні небезпечні та шкідливі фактори:

- нервово-психічні навантаження (від робітника вимагається необхідна установка та зняття деталей і обладнання, що перевіряється і ремонтується, контроль за режимами обробки, що веде до розумового перевантаження);

- фізичні навантаження (статичні, незначні – виникають за рахунок транспортування перевіряемого обладнання).

біологічні фактори на ділянці відсутні.

4.1 Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи

4.1.1. Обладнання приміщення та робочого місця

Загальні вимоги техніки безпеки до приміщення і обладнання.

Механічна дільниця розташовується поряд із зоною технічного обслуговування. На механічній дільниці забороняється застосування відкритого вогню. Джерело освітлення, проводка та силові двигуни надійно ізольовані.

Допуск живлення магнітних пускачів та кнопок управління стендами при напрузі до 220 В при дотриманні наступних вимог пристрою механічного і електричного блокування магнітних пускачів, заземлені апаратури.

Забороняється експлуатація несправного обладнання та технологічного інструменту.

Забороняється паління та застосування відкритого вогню, а також саморобних нагрівальних пристроїв.

Робітники повинні забезпечуватись справними інструментами та пристроями, що відповідають умовам безпеки.

Перед початком роботи слід перевірити весь інструмент, несправний замінити.

Відходи виробництва, відпрацьовані матеріали повинні прибиратись після закінчення робочої зміни.

Відпрацьовані легкозаймисті горючі матеріали повинні бути негайно видалені.

Забороняється знаходження сторонніх осіб на робочих місцях, де виконуються роботи з підвищеною небезпекою.

Для миття та знежирення деталей повинні застосовуватись негорючі суміші, пасти, розчинники та емульсії, а також ультразвукові та інші безпечні у пожежному відношенні установки.

Перед початком роботи на верстаті необхідно перевірити справність та наявність усіх огорожень та пристроїв, надійність закріплення різального інструменту, а також випробувавши верстат на холостому ході.

Після закінчення робіт і при залишенні робочого місця (навіть короткочасного) верстат необхідно вимкнути.

Нормативні метеорологічні умови на механічній дільниці забезпечуються наступними основними організаційними та інженерно-технічними заходами:

- механізацією;
- застосування засобів особистої гігієни;
- правил пожежної безпеки при використанні горючих речовин, при мийних та ремонтних роботах: статичний і атмосферний струм, і т.і.

4.1.2 Електробезпека приміщення

Приміщення механічної дільниці по переобладнанню двигунів внутрішнього згорання відноситься до другого класу – приміщення з особливою небезпекою. Характеризується: наявністю струмоведучої підлоги, наявністю одночасного дотику працівників до металевих конструкцій приміщення, що мають з'єднання з землею та із металевими корпусами обладнання.

Для захисту працівників від ураження електричним струмом передбачено:

- занулення усіх неструмоведучих частин обладнання;
- встановлення захисного вимикання;
- ізоляція та прокладення всіх електрокабелів в металевих трубах.

Робітники повинні здавати один раз у квартал інструктаж з охорони праці та промислової безпеки.

Під час роботи з машинами без подвійної ізоляції для захисту працюючих від ураження електричним струмом використовують захисно-відключаючі пристрої, які автоматично відключають машину у випадку витікання струму.

4.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

4.2.1 Мікроклімат

Оптимальні та допустимі параметри метеорологічних умов для робочої зони виробничих приміщень, зокрема механічної дільниці по переобладнанню двигунів внутрішнього згорання, важкості виконання робіт і періодів року встановлені і наведені в табл. 4.1.

Теплове опромінення на працюючих незначне, що не перевищує нормативного значення 100 Вт/м^2 при опроміненні не більше ніж 25% поверхні тіла. До роботи з агрегатами і вузлами приступають коли температура їх не менше за

45°C. Температура на механічній дільниці коливається в межах 5°C. Це підтримується опаленням взимку та вентиляцією в будь-яку пору року.

Таблиця 4.1 - Допустимі норми температур, відносної вологості, швидкості руху повітря в робочій зоні механічної дільниці.

Період року	Категорія робіт	Температура повітря, °C		Відносна вологість		Швидкість руху, м/с		Температура повітря зов. роб. місць	
		Діюче	Норм.	Діюче	Норм.	Діюче	Норм.	Діюче	Норм.
Теплий	Середньої важкості 2 б	24-27	Не більше 28	40-60	При 25°C < 70	0,4	0,2-0,6	18-26	28
Холодний	Середньої важкості 2 б	18-21	15-21	40-60	75	0,2	0,4	16-20	13-24

Інтенсивність теплового опромінення працюючих від нагрітих поверхонь технологічного обладнання, освітлювальних пристроїв не повинні перевищувати 100 Вт/м² при опроміненні не більше 25% поверхні тіла.

4.2.2 Склад повітря робочої зони

Шкідливі речовини, що найбільш часто зустрічаються на механічній дільниці та їх гранично допустимі концентрації і порівняння з діючими значеннями наведені в табл. 5.2.

Таблиця 4.2 - Гранично-допустима концентрація (ГДК) шкідливих речовин в повітрі робочої зони

Назва речовини	ГДК мг/м ³	В повітрі роб. зони	Клас небезпеки
Алюміній та його сплави	2	0,1	3
Мідь	1/0,5	0,1	2
Бензин	100	86	4
Мастила мінеральні	5	46	3
Свинець та його неорганічні сполуки	0,01/0,005	0,005	1
Спирт етиловий	100	10	4
Толуол	50	41	3
Епоксидні смоли	1	0,3	2

Пониження шуму досягається використанням звукопоглинаючих матеріалів, звукова енергія поглинається ними і перетворюється в теплову. Звукопоглинаюча облицовка стін та стелі дозволяє знизити рівень шуму на 6...8 дБ.

Санітарні норми одночисельних показників вібраційного навантаження на працівника при тривалості зміни 8 годин приведені в табл. 4.5.

Звукопоглинаюче облицювання стін та стелі дозволяє знизити рівень шуму на 6-8 дБ, що відповідає зниженню його гучності в 1,5-1,8 раз. Оптимальні показники звукоізоляції досягаються при облицюванні 60% поверхні стін і стелі, звукоізоляційною огорожею встановлюються всі корпуси машин і агрегатів.

Таблиця 4.5 - Норми показників вібраційного навантаження на робітника.

Вид вібрації	Категорія вібрації по сан. нормам	Напрямок дії	Нормативні, коректовані по частотам еквівалентні коректовані значення			
			Вібропропускання		Віброшвидкість	
			$m \cdot c^{-2}$	дБ	$m \cdot c^{-2} \cdot 10^{-2}$	дБ
Локальна	-	X_p, Y_p, Z_p	2,0	126	2,0	112
Загальна	“за”	Y_0, X_0, Z_0	0,1	100	0,2	92

Найкращі звукоізоляційні властивості мають сталь листова (середня звукоізоляція при товщині сталі 2 мм дорівнює 33 дБ), лінолеум (товщина 0,5 см – 25...30 дБ), скло (3-4 мм – 25 дБ).

В якості акустичних засобів від шуму на механічній дільниці застосовуються засоби звукоізоляції, засоби звукопоглинання (звукопоглинаюче облицювання), засоби віброізоляції (віброізоляційні упори, пружні прокладки, засоби демпфування).

Висновок: рівень звуку на робочих місцях механічної дільниці знаходиться в межах допустимого. Рівень вібрації знаходиться в межах допустимого.

При роботі з механічним обладнанням на механічній дільниці по переобладнанню двигунів внутрішнього згорання виникає мінімальний рівень вібрації, передбачений для даного виду обладнання і не діючий шкідливо на організм людини.

4.2.5 Виробничі випромінювання

В приміщенні механічній дільниці по переобладнанню двигунів внутрішнього згорання в передбачаються системи опалення, вентиляції, внутрішнього водопроводу, каналізації та повітрозабезпечення.

Система опалення виконується із умов забезпечення температури повітря в приміщенні в холодний та перехідний періоди року на рівні $+16^{\circ}\text{C}$.

Опалення центральне, з місцевими нагрівними приладами, в якості теплоносія використовується гаряча вода з параметрами від 70 до 90°C .

Джерелом теплопостачання є котельня, що знаходиться на території підприємства.

Для забезпечення нормуємих параметрів повітряного середовища встановлених виконується приточно-витяжна вентиляція з механічним та природнім сполучанням. Швидкість руху повітря передбачається не менше 1 м/с . Витяжна вентиляція індивідуальна. Незалежна від інших вентиляційних систем підприємства. З верхньої зони приміщення передбачається природня витяжка в об'ємі не менше одноразового повітрообміну за годину.

4.2.6 Психофізіологічні фактори

Оцінка психофізіологічних факторів працівників під час переобладнання двигунів внутрішнього згорання.

Загальні енергозатрати організму: до 174 Вт .

Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну): до $40\,000$.

Робоча поза: вільна зручна поза, можливість зміни пози («сидячи – стоячи») за бажанням працівника; перебування в позі «стоячи» до 40% часу зміни.

Нахили тулуба (вимушені, більше 30°), кількість за зміну: до 50 раз.

Класи умов праці за показниками напруженості праці:

Інтелектуальні навантаження:

- зміст роботи – творча діяльність, що вимагає вирішення складних завдань за відсутності алгоритму;

- сприймання інформації та їх оцінка – сприймання сигналів з наступним порівнянням фактичних значень параметрів з їх номінальними значеннями.

- заключна оцінка фактичних значень параметрів;
- розподіл функцій за ступенем складності завдання – обробка, виконання завдання та його перевірка.

Сенсорні навантаження:

- зосередження (%за зміну) – до 5-75%;
- щільність сигналів (звукові за 1 год) – до 150;
- навантаження на слуховий аналізатор (%) – розбірливість слів та сигналів від 50 до 80 %;
- навантаження на голосовий апарат (протягом тижня) – від 16 до 20.

Емоційне навантаження:

- ступінь відповідальності за результат своєї діяльності – є відповідальним за функціональну якість основної роботи; Ступінь ризику для власного життя – вірогідний;

Режим праці:

- тривалість робочого дня – більше 8 год;
- змінність роботи – однозмінна (без нічної зміни).

За зазначеними показниками важкості та напруженості праці, робота, яка виконується належить до допустимого класу умов праці (напруженість праці середнього ступеня).

4.3 Пожежна безпека

По вибухопожежонебезпеці приміщення відноситься до категорії В. До цієї категорії відносяться приміщення в яких знаходяться тверді горючі і важкогорючі речовини і матеріали.

По ступені вогнестійкості відповідно до СНиП 2.01.02-85 будівля відноситься до II ступені вогнестійкості. Це будівлі із несучими конструкціями, з природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону з застосуванням аркушевих і плитних негорючих матеріалів у покриттях будинків припускається використовувати незахищені сталеві конструкції. У залежності від ступеня вогнестійкості будинків і споруджень встановлені мінімальні межі вогнестійкості будівельних матеріалів і максимальні межі поширення вогню. В табл. 4.6 вказані

мінімальні границі вогнестійкості будівельних конструкцій та максимальні границі розповсюдження вогню по них.

Відстань від найбільш віддаленого робочого місця до найближчого евакуаційного виходу з приміщення безпосередньо назовні приведена в табл. 4.7.

Евакуаційні шляхи повинні забезпечувати безпечну евакуацію всіх людей, що знаходяться в приміщенні споруди, через евакуаційні виходи.

Таблиця 4.6 - Значення мінімальних границь вогнестійкості будівельних конструкцій та максимальних границь розповсюдження вогню по ним

Ступінь вогнестійкості споруди	Мінімальні границі вогнестійкості будівельних конструкцій, год/ максимальні границі розповсюдження вогню по ним, м					
	Стіни		Колони		Елементи покриття	
	Зовнішні несучі	Внутрішні несучі	Несучі	Не несучі	Плити, настили, прогони	Балки, ферми, арки, рами
II	0,25/0	0,25/0	0,5/0	0,25/0	1/0	0, 5/0

Таблиця 4.7 – Значення відстані від найбільш віддаленого робочого місця до найближчого евакуаційного виходу з приміщення безпосередньо назовні

Об'єм приміщення, м ³	Категорія приміщення	Ступінь вогнестійкості споруди	Відстань, м, при щільності людського потоку в загальному проході, люд/м ³
Не залежно від об'єму	B	II	Не обмежується

Евакуаційні виходи повинні розташовуватись розосереджено. Кількість евакуаційних виходів і будівель слід приймати не менше двох.

Засоби гасіння пожеж:

- вогнегасник;
- водопровід з високим тиском води;
- обладнані відповідним чином протипожежні крани.

ВИСНОВКИ

1. На сьогодні у світі природний газ завдяки своїм високим фізико-хімічним властивостям, знайшов широке використання як у сільському господарстві, промисловості, житловій сфері, так і на автомобільному транспорті у якості моторного палива.

Широке використання природного газу у різних галузях господарства пов'язано ще й з тим, що для виробництва газоподібних вуглеводневих палив не потребується глибока хімічна переробка первинної сировини, а підготовка до застосування проводиться фізичними методами, такими як: стиснення (компримування або зрідження) та осушка. Це сприяє тому, що вартість газових моторних палив у більшості країн світу для споживачів нижча за вартість рідинних палив.

На автомобільному транспорті з початком застосування природного газу в якості моторного палива розроблялися і відповідні системи живлення, які б дозволили з найбільшою ефективністю як в бензинових двигунах так і в дизелях використовувати позитивні якості газового палива.

Повномасштабні дослідження по оцінці паливної економічності та зміні екологічних показників автомобіля в експлуатації при конвертації дизеля для роботи за дизельним і газодизельним циклами, які складають суть даної роботи, будуть сприяти розширенню використання природного газу та зменшенню частки рідких моторних палив нафтового походження в структурі споживання палив автотранспортом.

Аналіз результатів проведених досліджень показав, що під час порівняльних випробувань дизелів при роботі за дизельним та газодизельними циклами не було зафіксовано жодних істотних розбіжностей. Це пояснюється високою якістю випробовуваного СПГ, яка завдяки високим вимогам до показників, закладених у стандартах на природний газ стала можливою. Тому, на наш погляд, для успішного просування СПГ в Україні потрібно розробити й затвердити державні стандарти на СПГ.

Високу пожежобезпечність забезпечує підвищена майже втричі температура спалаху СПГ в закритому тиглі (120 °C і більше). До зменшення його нижчої теплоти згоряння на 13–15% і збільшення витрат палива - почасової й питомої ефективної призводить менша частка вуглецю (>77%) у молекулі СПГ.

В разі переведення на роботу на СПГ для збереження номінальних параметрів двигуна потрібно перерегулювати паливну апаратуру. Застосування СПГ забезпечує зниження викидів шкідливих речовин із відпрацьованими газами. Для дизелів із вихровою камерою (передкамерою) і безпосереднім упорскуванням зниження, відповідно, становить: CO - 10...12%, CnHm – 10...35%, тверді частки - 24...36%, сажа – 50...52%. Компенсувати деяке збільшення викидів NOx можна низкою заходів: рециркуляцією відпрацьованих газів, подачею води на впуску, зменшенням дійсного кута випередження упорскування палива.

Аналіз результатів розрахункового дослідження показав, що зміна потужностних характеристик двигуна практично не впливає на показники розгону, при загальному збільшенні витрати СПГ, завдяки його меншій вартості, загальна вартість перевезення вантажу зменшується. Необхідно відмітити, що навантаження автомобіля значно впливає на його експлуатаційні витрати, але це потребує додаткового дослідження.

Таким чином, радикально розв'язати еколого-енергетичні проблеми економіки нашої держави дасть можливість виробництво й застосування СПГ в Україні.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Захарчук В.І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / В.І. Захарчук. - Луцьк: ЛНТУ, 2011 – 233 с.
2. Транспортні енергетичні установки (традиційні, нетрадиційні та альтернативні), принцип роботи та особливості будови. / Ю.Ф. Гутаревич, Л.П.Мержиєвська, О.В. Сирота, Д.М. Трифонов. – К.: НТУ, 2015. – 224 с.
3. Уприскувальні системи живлення бензинових двигунів сучасних автомобілів: навчальний посібник / Я.Ю. Білоконь, М.А. Вайнтрауб. – К.: ІПТО НАПН України, 2015. – 248 с.
4. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння: навчальний посібник. / В.Ф. Шапко. – Харків: Точка, 2014. – 148 с.
5. Яцковський В. І. Сучасні методи розрахунків ДВЗ / В.І. Яцковський, І.В. Гунько, О.В. Гуцаленко. – Вінниця: РВВ ВНАУ, 2016. – 132 с.
6. Крайник Л.В. Автоматизований вимірювальний комплекс для досліджень паливно – швидкісних характеристик АТЗ на різних типах доріг. / Л.В.Крайник, Ю.І.Бударецький, Я.Ф.Митник, М.Г.Грубель. // Вестник ХНАДУ. Вип. 38, 2014 – С.318 – 320.
7. Крайник Л.В. Диференційоване нормування витрат палива вантажних автомобілів. / Л.В.Крайник, М.Г.Грубель. // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту, № 3. - Донецьк. - 2007. – С. 19 – 24.
8. Природне і штучне освітлення. Норми проектування ДБН В.2.5-28:2018 – К.: - 2018. – 24 с.

ДОДАТКИ

*

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Вінницький національний технічний університет
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

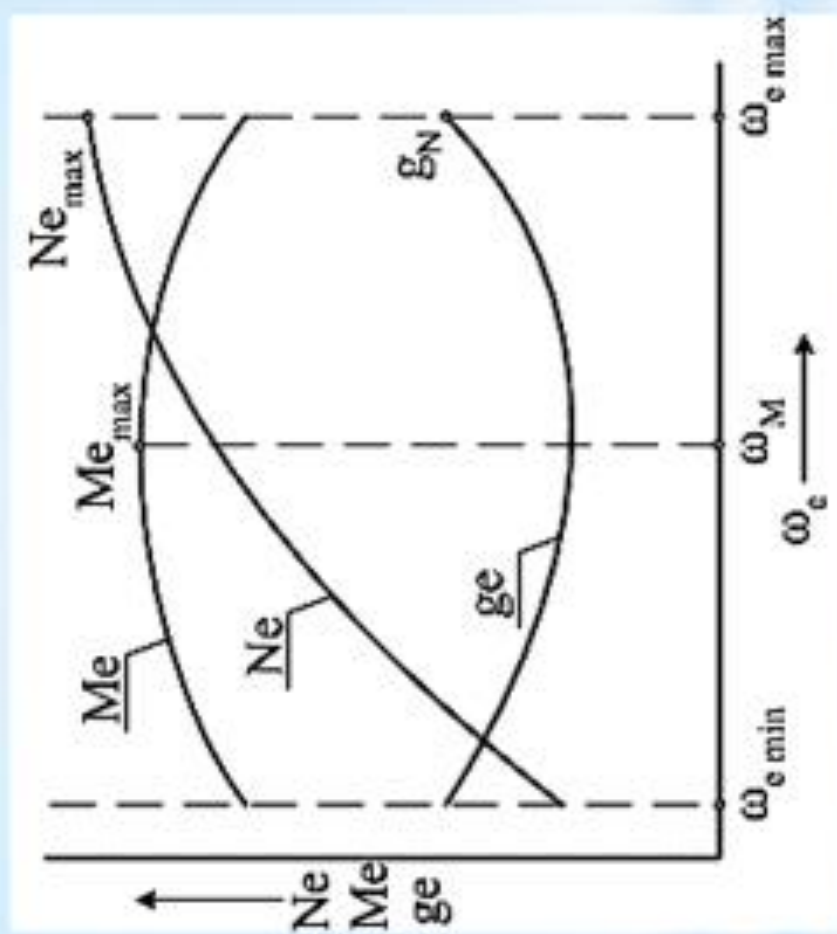
Бакалаврська дипломна робота на тему: **ПІДВИЩЕННЯ
ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛЯ
КРАЗ-6505 В УМОВАХ ПІДПРИЄМСТВА ТОВАРИСТВО З
ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ «ПОДІЛЛЯ-
ЗАЛІЗОБЕТОН» МІСТО ВІННИЦЯ**

Роботу виконав : Слободянюк В.О. навчальна група ІАТ-22мс
Керівник : д.т.н., професор Поляков А.П.

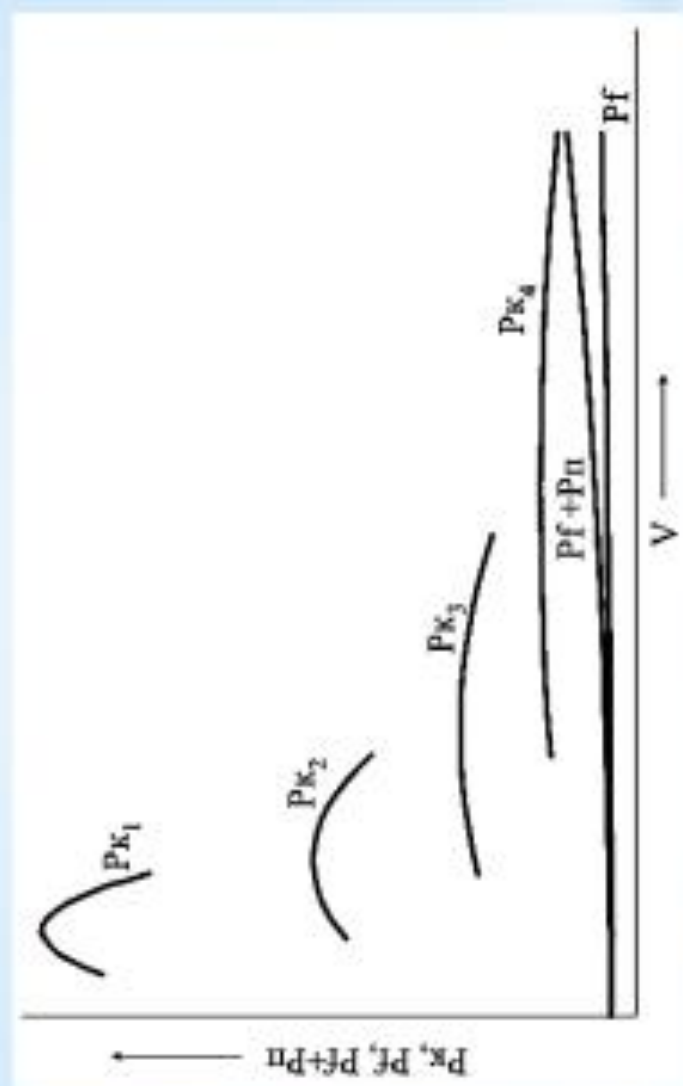


1

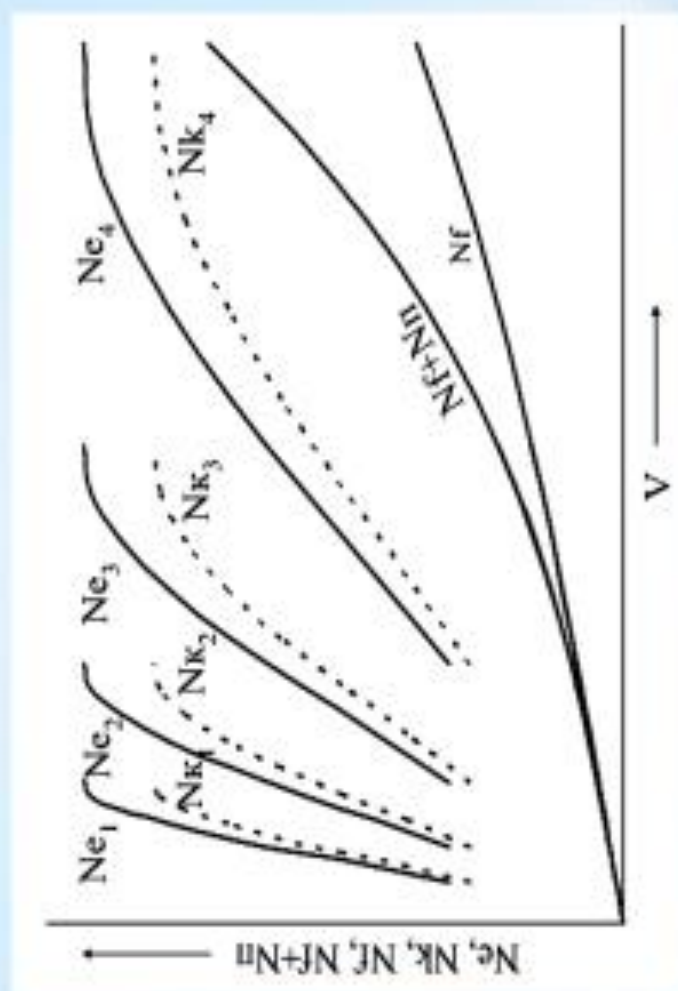
Вінниця 2024



Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

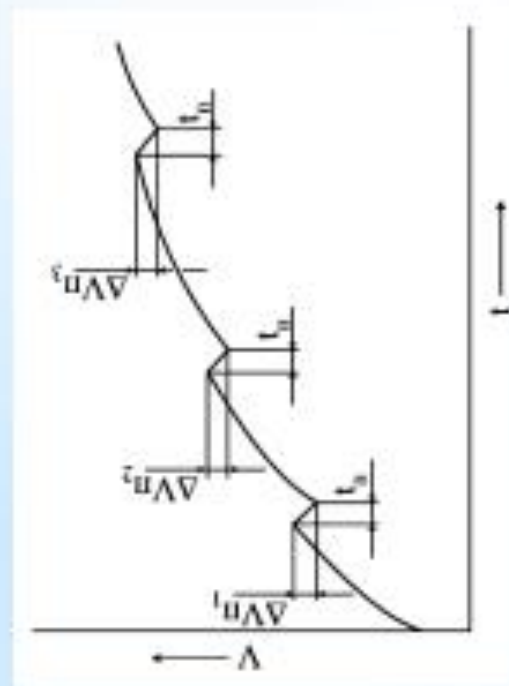


Графіки тягового балансу автомобіля

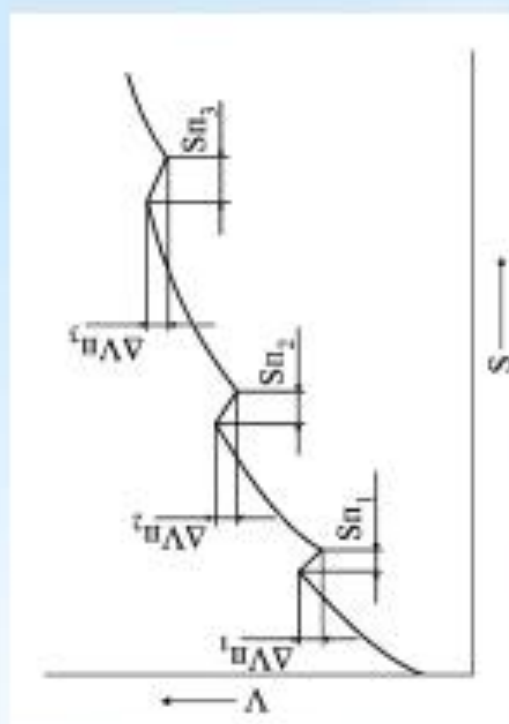




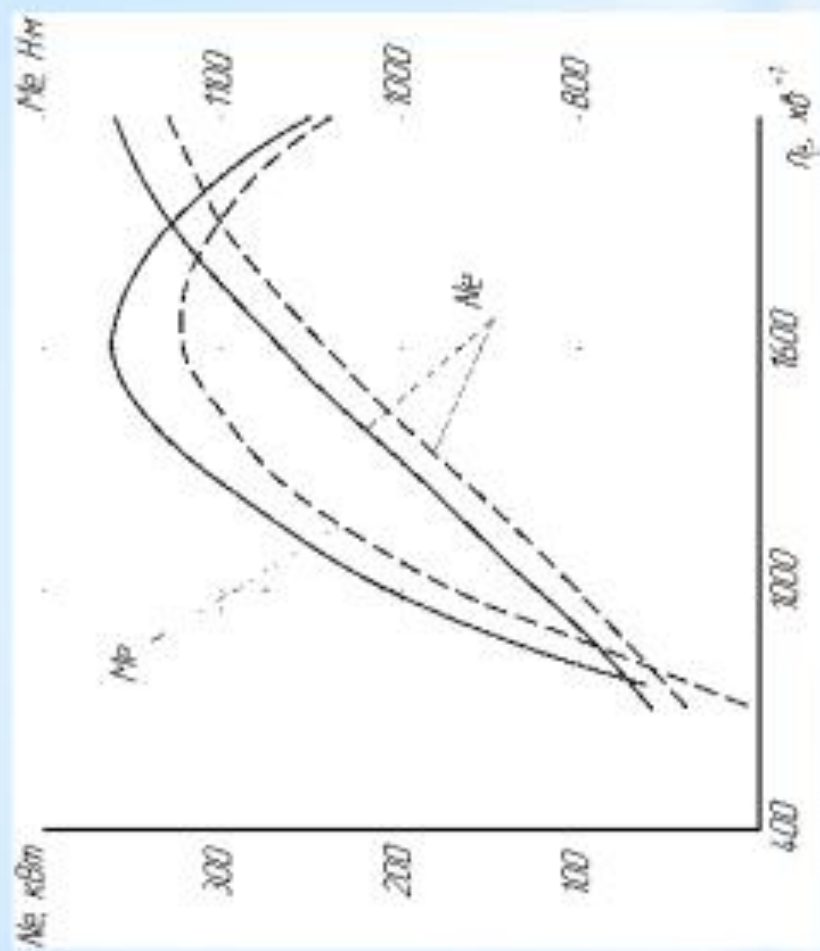
Динамічна характеристика автомобіля



Графік часу розгону автомобіля



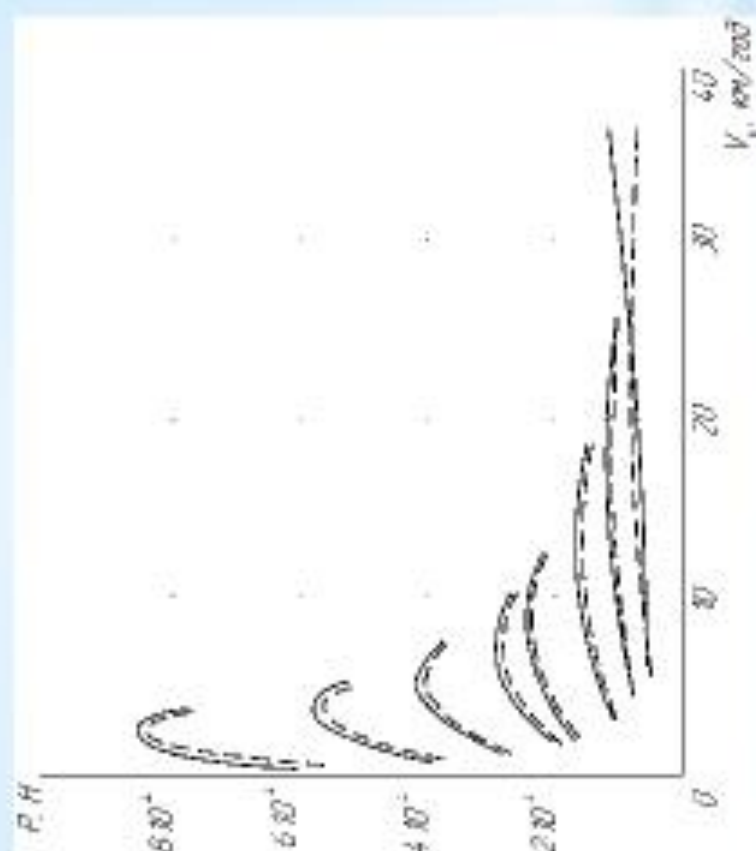
Графік шляху розгону автомобіля



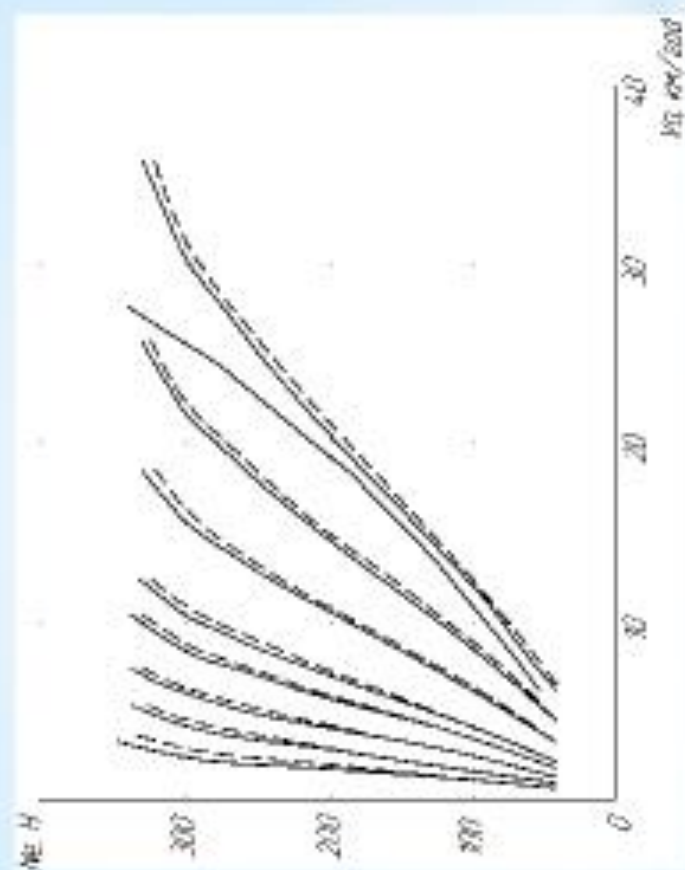
----- - газотурбинный; - - - - - дизель

Зовнішня швидкісна характеристика дизеля

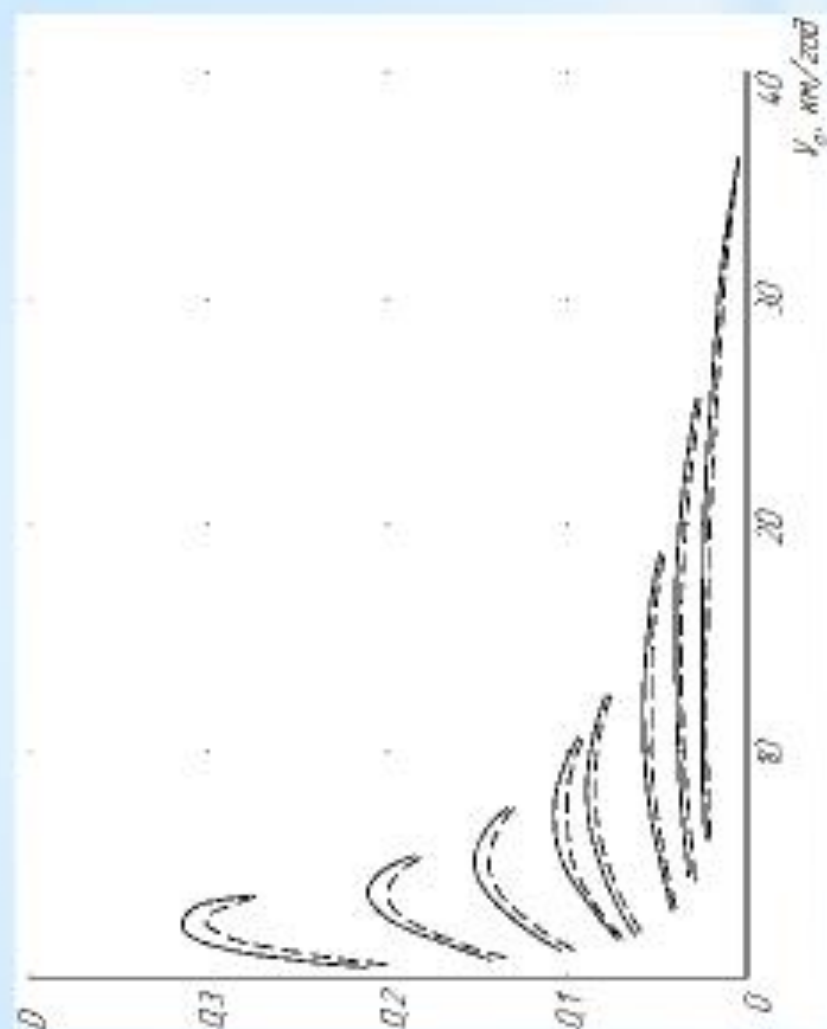
7



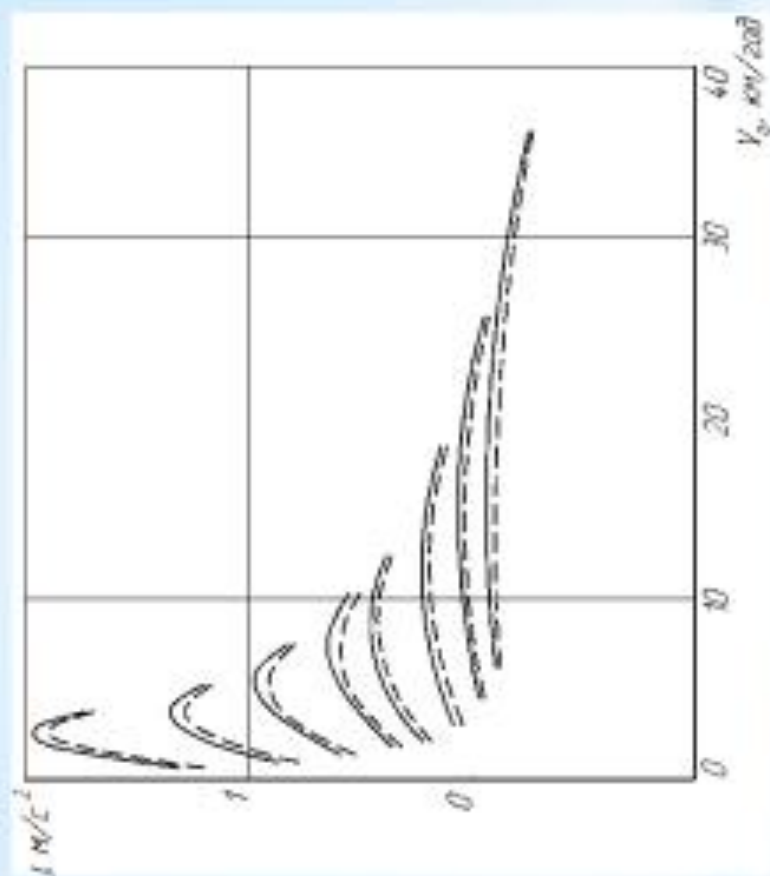
Баланс сил дизеля



Баланс потужностей дизеля



Динамічний фактор автомобіля



Графік прискорень автомобіля

Результати розрахунку шляху та часу розгону

Параметр	Значення параметрів				
	15	25	37	49	60
Швидкість руху автомобіля, км/год					
Шлях розгону при роботі двигуна на дизельному паливі, м	24	66	135	257	420
Шлях розгону при роботі двигуна за газодизельним циклом, м	29	74	142	279	452
Відношення показників, %	17,2	10,3	9,5	8,1	6,9
Час розгону при роботі двигуна на дизельному паливі, м	4,2	9,7	19,9	37,9	62
Час розгону при роботі двигуна за газодизельним циклом, м	5,1	10,8	22	41,2	66,6
Відношення показників, %	17,1	10,2	9,7	7,9	7,1

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Підвищення техніко-економічних показників автомобіля КрАЗ-6505 в умовах підприємства товариство з обмеженою відповідальністю «Поділля-Залізобетон» місто Вінниця

Тип роботи: Бакалаврська дипломна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту
(кафедра, факультет)

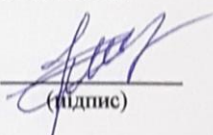
Показники звіту подібності Unicheck

Оригінальність 80,2 % Схожість 19,8 %

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

- ☒ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
- ☐ 2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.
- ☐ 3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

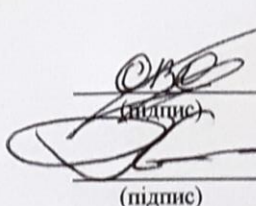
Особа, відповідальна за перевірку


(підпис)

Цимбал О.В.
(прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Unicheck щодо роботи.

Автор роботи


(підпис)

Слободянюк В.О.
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи

Поляков А.П.
(прізвище, ініціали)

