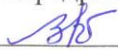



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЧЕРНІГІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
Навчально-науковий інститут механічної інженерії, технологій та транспорту
Кафедра автомобільного транспорту та галузевого машинобудування


Допущено до захисту
Завідувач кафедри АТ та ГМ

д.т.н. проф. Кальченко В.І.
”_17_”_____12_____2021р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО
КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Проект вантажного автомобіля з дослідженням технологічного процесу
відновлення впускного клапана та відновлення вилки кардану /комплексний
проект/

274 – “Автомобільний транспорт”

Автор роботи:
ЗВО групи __МАТп-201____
Д.А. Півень 
«_17_»_____12_____2021 р.

Керівник КР:
д.т.н., професор кафедри АТ та ГМ
В.В. Кальченко 
«_17_»_____12_____2021 р.

Чернігів 2021

Я, Півень Дмитро Анатолійович, підтверджую, що дана робота є моєю власною письмовою роботою, оформленою з дотриманням цінностей та принципів етики і академічної доброчесності відповідно до Кодексу академічної доброчесності Національного університету «Чернігівська політехніка». Я не використовував/ла жодних джерел, крім процитованих, на які надано посилання в роботі.

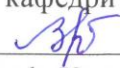
17.12.2021

Дата



Підпис


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЧЕРНІГІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
Навчально-науковий інститут механічної інженерії, технологій та транспорту
Кафедра автомобільного транспорту та галузевого машинобудування


Допущено до захисту
Завідувач кафедри АТ та ГМ

д.т.н., проф. Кальченко В.І.
” 17 ” 12 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Проект вантажного автомобіля з дослідженням технологічного процесу
відновлення впускного клапана та відновлення вилки кардану /комплексний
проект/

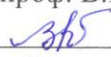
274 – “Автомобільний транспорт”

Автор роботи:
ЗВО групи МАТп-201
Д.А. Півень 
« 17 » 12 2021 р.

Керівник КР:
д.т.н., професор кафедри АТ та ГМ
В.В. Кальченко 
« 17 » 12 2021 р.

Чернігів 2021

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЧЕРНІГІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
Навчально-науковий інститут механічної інженерії, технологій та транспорту
Кафедра автомобільного транспорту та галузевого машинобудування

«Затверджую»
Зав. кафедрою АТ та ГМ
д.т.н., проф. В.І. Кальченко

« 01 » 09 20__ р.

Завдання

на виконання кваліфікаційної роботи
здобувачу вищої освіти Півня Дмитра Анатолійовича групи МАТп-201
(прізвище, ім.'я, по-батькові)

Тема роботи: «Проект вантажного автомобіля з дослідженням
технологічного процесу відновлення впускного клапана та відновлення вилки
кардану /комплексний проєкт/»

*Тему затверджено наказом ректора
від 25.10.2021 №612-С*

Вихідні дані для виконання роботи: 1. Тип автомобіля: (вантажний); 2. Маса перевози мого вантажу $M_B=1200$ кг; 3.Максимальна швидкість руху $V_{max}=115$ км/год; 4. Радіус колеса $r_k =0,474$ м; 5.Коефіцієнт корисної дії трансмсії $\eta_t=0,85$; 6. Коефіцієнт опору дороги $\psi=0,03$; 7. Номінальна потужність двигуна, $N_e=90$ кВт; 8.Двигун 421; 9. Частота обертання колінчастого вала при N_e , $n_e =4500$ хв-1.

Зміст (перелік розділів) розрахунково-пояснювальної записки і графічної частини магістерської роботи розписано в календарний план.

Дата видачі завдання: « 01 »  09 2021 року

Керівник: Кальченко В.В. 


Завдання прийняв до виконання: «01» 09 2021 року

Підпис здобувача вищої освіти: 

Календарний план виконання КР

№	Назва етапів проекту	Термін виконання	Примітка
Пояснювальна записка			
1	Аналітичний огляд. Постановка задач	10.09.2021	Розділ ПЗ
2	Розрахунок масових характеристик і параметрів автомобіля та двигуна	17.09.2021	Розділ ПЗ
3	Розрахунок двигуна внутрішнього згоряння	01.10.2021	Розділ ПЗ
4	Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна та визначення передавальних чисел трансмісії	08.10.2021	Розділ ПЗ
5	Розрахунок тягово-динамічних характеристик автомобіля	22.10.2021	Розділ ПЗ
6	Розрахунок паливної економічності та гальмівні властивості автомобіля	29.10.2021	Розділ ПЗ
7	Розрахунок підвіски автомобіля	12.11.2021	Розділ ПЗ
8	Розробка технологічного процесу відновлення впускного клапана	26.11.2021	Розділ ПЗ
9	Оформлення пояснювальної записки	10.12.2021	ПЗ

Графічна частина			Ватман
1	Креслення загального виду автомобіля	17.09.2021	Формат А-1
2	Креслення перерізів двигуна (2 аркуша)	24.09.2021	Формат А-1
3	Індикаторна діаграма робочого циклу двигуна	29.09.2021	Формат А-1
4	Силові навантаження на КШМ	01.10.2021	Формат А-1
5	Графіки зовнішньої швидкісної характеристики двигуна та силового балансу автомобіля	08.10.2021	Формат А-1
6	Графіки динамічних характеристики автомобіля	22.10.2021	Формат А-1
7	Креслення залежності від швидкості руху та паливної характеристики автомобіля	29.10.2021	Формат А-1
8	Креслення елементів підвіски (2 аркуші)	12.11.2021	Формат А-1
9	Креслення технологічного процесу відновлення впускного клапана (2 аркуші)	26.11.2021	Формат А-1
10	Оформлення проекту і представлення керівнику		

Здобувач вищої освіти: 

Д.А. Півень

Керівник: 

В.В. Кальченко

Форм.	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Прим.
A4			КР.006.НУЧП.000 ПЗ	Пояснювальна записка	1	
A1			КР.006.НУЧП.001	Загальний вигляд автомобіля	1	
A1			КР.006.НУЧП.002 СК	Поперечний розріз двигуна	1	
A1			КР.006.НУЧП.003 СК	Повздовжній розріз двигуна	1	
A1			КР.006.НУЧП.004	Індикаторна діаграма робочого циклу двигуна	1	
A1			КР.006.НУЧП.005	Силві навантаження на КШМ	1	
A1			КР.006.НУЧП.006	Зопнішня швидкісна характе -ристика і силовий баланс автомобіля	1	
A1			КР.006.НУЧП.007	Динамічний паспорт та графік прискорень авто	1	
A1			КР.006.НУЧП.008	Залежність швидкості руху, паливно-економічна характеристика графіки гальмівних властивостей	1	
A1			КР.006.НУЧП.009 СК	Передня підвіска	1	
A1			КР.006.НУЧП.010 СК	Задня підвіска	1	
A1			КР.006.НУЧП.011	Карта дефектів	1	
A1			КР.006.НУЧП.012	Операційні ескізи	1	
				Всього форм А1	12	

КР.006.НУЧП.000 ВП				
Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата
Разраб		Півень Д.А.		
Пров.		Кальченко В.В.		
Н.контр.				
Утв		Кальченко В.В.		

Відомість кваліфікаційної роботи		
Лит.	Аркуш	Аркушів
	1	1
МАТп-201		

АНОТАЦІЯ

Півень Д.А.

“ Проект вантажного автомобіля з дослідженням технологічного процесу відновлення впускного клапана та відновлення вилки кардану /комплексний проект/”

Випускна атестаційна робота магістра 142 сторінок, 39 рисунки, 24 таблиць, 41 використаних джерел літератури, 1 додаток.

Моя дипломна робота має в собі розрахунки параметрів автомобіля, якого я обрав для розробки в дипломному проекті, це автомобіля малої вантажопідйомності вантажний УАЗ 3303, який має переваги над іншими малими вантажними автомобілями через повний привід, що дає змогу експлуатувати автомобіль навіть й по бездоріжжю з вантажем. Виконав загальний розрахунок автомобіля його параметрів, визначив потужність двигуна та зробив повний його розрахунок.

В спеціальній частині магістерського диплому виконав розрахунок підвіски автомобіля УАЗ 3303, також дослідив процес відновлення впускного клапана малого вантажного автомобіля.

Для виконання розрахунків та графічної частини використовувались такі спеціальні програми як: “Mathcad”, “Компас 3D”, “Paint” та ножиці.

Ключові слова: автомобіль; малий вантажний автомобіль; двигун; тепловий розрахунок; передавальні числа; паливна економічність; гальмівний шлях автомобіля; підвіска; амортизатор; ресора; клапан впускний; хромування; наплавлення; шліфування, правка.

ANNOTATION

Piven D.

"Truck project with research of the technological process of restoration of the intake valve and restoration of the propeller plug / complex project /"

The final attestation work of the master 142 pages, 39 figures, 24 tables, 41 used sources of literature, 1 appendix.

My dissertation includes calculations of the parameters of the car I chose to develop in the thesis project, it is a low-load truck UAZ 3303, which has advantages over other small trucks due to all-wheel drive, which allows you to operate the car even off-road with cargo . Performed a general calculation of the car's parameters, determined the engine power and made a complete calculation.

In a special part of the master's degree he calculated the suspension of the car UAZ 3303, also investigated the process of restoring the intake valve of a small truck.

Special programs such as Mathcad, Compass 3D, Paint and scissors were used to perform calculations and graphics.

Keywords: car; small truck; engine; thermal calculation; gear ratios; fuel efficiency; car braking distance; pendant; shock absorber; department; inlet valve; chrome plating; surfacing; grinding, editing.

ЗМІСТ

ВСТУП	11
1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ	14
1.1 Класифікація та призначення вантажних автомобілів.....	14
1.2 Постановка задачі.....	16
2. ВИЗНАЧЕННЯ МАСОВИХ ПОКАЗНИКІВ І ПАРАМЕТРІВ АВТОМОБІЛЯ	24
2.1 Вихідні дані для розрахунків	24
2.2 Визначення маси автомобіля, їх розподіл по осях	24
2.3 Компонувальна схема автомобіля і осьовий розподіл мас	25
2.4 Геометричні параметри автомобіля	26
2.5 Вибір шин	27
2.6 Визначення параметрів автомобільного двигуна.....	28
2.7 Розрахунок і побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна	29
2.8 Визначення передавальних чисел трансмісії автомобіля	31
3. РОЗРАХУНОК ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ.....	36
3.1 Вибір вихідних даних	36
3.2 Тепловий розрахунок двигуна	36
3.3 Індикаторні параметри робочого циклу.....	48
3.4 Побудова індикаторної діаграми.....	52
3.5 Кінематика і динаміка кривошипно-шатунного механізму (КШМ).....	57
4. РОЗРАХУНОК ПОКАЗНИКІВ ДИНАМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛЯ	72
4.1 Показники динамічності при рівномірному русі	72
4.2 Метод силового балансу	72
4.3 Метод динамічної характеристики.....	76
4.4 Показники динамічності автомобіля при нерівномірному русі	79
5. РОЗРАХУНОК ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛЯ ТА ГАЛЬМІВНІ ВЛАСТИВОСТІ.....	87
5.1 Розрахунок паливної економічності автомобіля	87
5.2 Розрахунок гальмівних властивостей.....	91

6. РОЗРАХУНОК ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ.....	96
6.1 Аналітичний огляд підвіски автомобіля	96
6.2 Розрахунок елементів підвіски.....	98
7. ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВІДНОВЛЕННЯ ВПУСКНОГО КЛАПАНА	111
7.1 Характеристика деталі	111
7.2 Технічні вимоги.....	112
7.3 Карта дефектів.....	113
7.4 Вибір способів відновлення деталі	114
7.5 Вибір технологічних баз	115
7.6 Технологія усунення кожного дефекту	117
7.7 Технологічний маршрут відновлення деталі	118
7.8 Вибір обладнання та засобів технологічного оснащення	121
7.9 Визначення припусків	124
7.10 Дослідження режимів різання та основного часу.....	126
7.11 Визначення норм часу	127
ВИСНОВОК	132
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	134
ДОДАТКИ	138

ВСТУП

В двадцятому столітті було випущено досить велику кількість автомобілів по всьому світі, випускалися вони майже в кожній країні з нормальною економічною ситуацією та матеріально технічним оснащенням. Але дуже великі обсяги виробництва мали Сполучені Штати Америки та тогочасна СРСР, що примусово зібрала в союз з собою велику кількість республік, які б могли самостійно розвиватися та ставати демократичними країнами та по можливості входити в різні союзи з західними країнами.

Автомобілі почали випускатися в США на початку були не дуже витривалі на різних умовах експлуатації але з часом вони ставали технічно все кращими та кращими. В ті ж часи СРСР почали так само закупати в США перші зразки, як цивільного автомобільного парку, так і не цивільного, йдеться саме про автомобілі Форд, які в СРСР зкопіюють та почнуть випускати під назвою ГАЗ.

З часом автомобілі все ставали більш потужнішими, кращими в оснащення та комплектації, мали змогу розвивати швидкості більше ніж сто кілометрів за годину, будвалися повні вантажівки з можливістю перевезення на них понад три тони вантажу та й більше.

Автомобільні заводи випускали, як вантажівки так і легкові автомобілі, що в свою вигоду наситило ринок різними автомобілями і забезпечило роботою автомобільні компанії, центри з продажу автомобілів, ремонтні станції, заправки, заводи по виготовленню деталей та підприємства по ремонту деталей та агрегатів.

В той самий час СРСР частково закупала автомобілі по програмі закупок ліцензій на локальний випуск, частково просто купляла для зразку автомобіль та потім на його основі будувала вже свої, одним словом крапа авторські права на розробку чогось саме. Після 1970 року автомобілі почали не так стрімко розвиватися, а вже мали досить суттєві характеристики за своєю будовою.

Америка саме експериментувала з новими технологіями, а комуністи намагалися вкрасти розробки.

Вже пізніше в дев'яностих або двотисячі десятих роках автомобілі перетерпіли всі кардинальну модернізацію, ребрендинг серед тих моделей, що лишалитсця на ринку автомобіле збуту.

В Америці ближче до двохтисячних років почали виконувати автомобілі більш не якісно в плані кузова з середини, менше вкладать почали в захист від гниття, щою старі автомобілі автовласники викидали та міняли їх на нові авто, при цьому старі автівки сильно знецінювалися і в деяких моментаж вигідніше було продати на металобрухт автомобіль.

А в росії тим часом не дуже кардинально перейшли на будову нових автомобілів, вони брали та випускали старі з незначним оновленням та ребрендингом. В основному автомобілі в РФ, як почали випускатися з початку восьми десятих років так і випускають їх при цьому без оновлення кузова, без оновлення салона автомобіля, без оновлення двигунів та можливості збору автомобіля на сайті з різними комплектуючими та навіть зарубіжними.

За ці всі роки автомобілі, які перетворилися з автомобілів, що можна було самостійно поремонтувати бюджетно в дома в себе в гаражі, на автомобілі, які без спеціально навченого слюсаря не можна полагодити (їх конструкція стала більш складнішою, продуманійшою, та вони в цілях здешевлення роботи змінилися матеріали, з яких виготовляються засоби автомобільні, тому й відновити вже більшість автомобілів частково по деталям та дефектам вже не можливо.

В моїй дипломній роботі описані в спеціальній частині треба викнати певний розрахунок та дослідження, за даною темою, а саме: Проект вантажного автомобіля з дослідженням технологічного процесу відновлення впускного клапана та відновлення вилки кардану /комплексний прект/. Тож на мою думку що процес відновлення з більшістю деталей сучасних автомобілів призведе до нічого хорошого, бо в них використовуються спеціальні сплави, які йдуть в

секреті від заводу, мають меншу пластичність і досить крихкі, тому вони не можуть бути відновлені.

1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ

1.1 Класифікація та призначення автомобілів

Вантажний автомобіль малий (малорозмірний) це засіб невеликий за розмірами, трохи більший за легковий автомобіль позашляховик або такого ж самого розміру, слугує для перевезення вантажів невеликих за об'ємом та вагою, може брати пасажирів, в залежності від схеми компоновання та кількості загальних місць в автомобілі. Зазвичай невеликі вантажівки йдуть на бензиновому двигуні, але є й на дизелі або електродвигун [5].

Невеликі вантажні автомобілі мають різне призначення та різну схему компоновання, на рисунку 1.1 показані наглядні схематично варіанти компоновання невеликих вантажівок [10]:

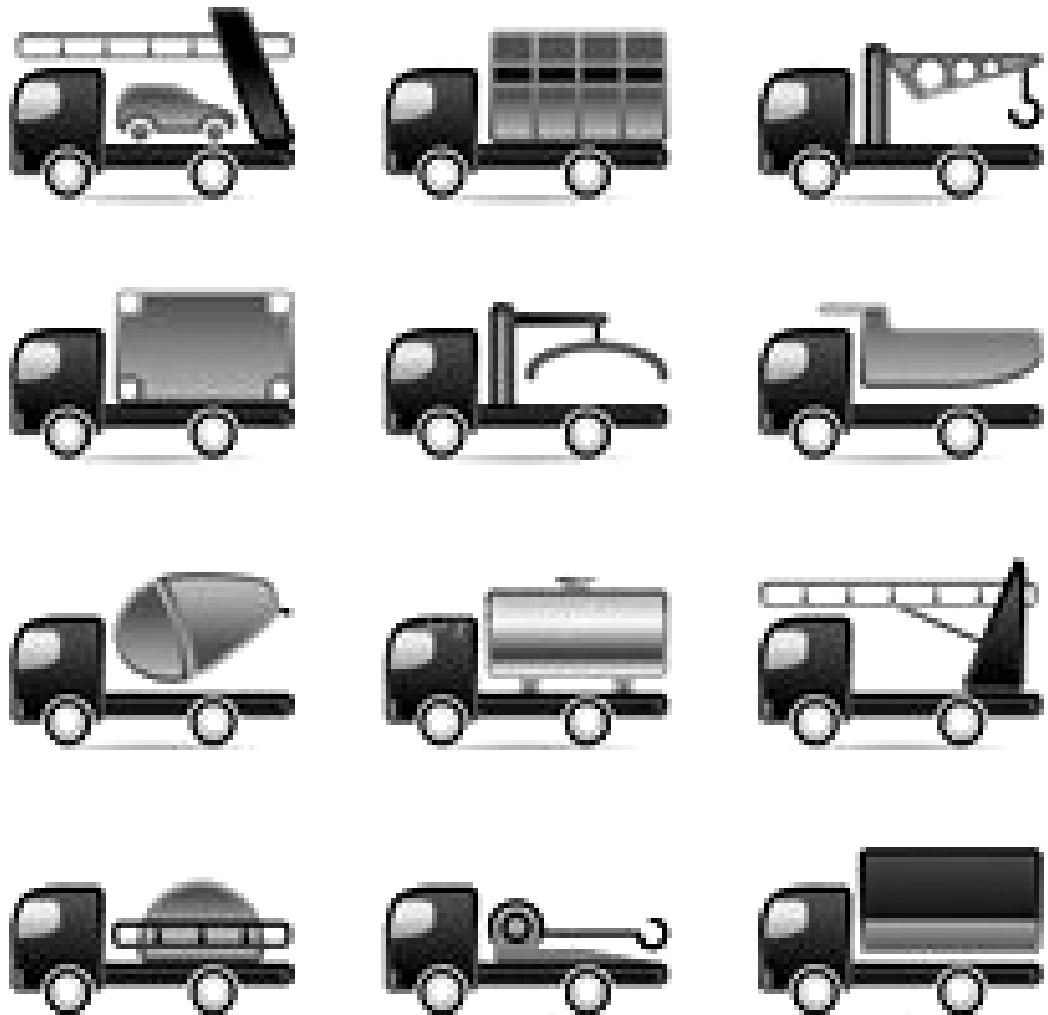


Рисунок 1.1 – Наглядні варіанти компоновання невеликих вантажівок

На рисунку 1.1. показані двовісні автомобільні засоби з різними можливими установками, а до розгляду пропонується, саме [5]:

-Автомобілі евакуатори (вантажні автомобілі, що мають вантажопідйомність до 2 тон, мають певну довжину кузова та без проблем можуть перевозити інші легковики деякі можуть навіть само завантажуватися та розвантажуватися, також можуть брати спеціальними щипцями авто та її евакуйовувати тягнучи за собою),

-Автомобілі крани (вантажні автомобілі, що мають на частині автомобіля встановлену модульну базу крана),

- Автомобілі платформи (вантажні автомобілі, що мають простий кузов, а з заду звичайна платформа автомобіля вантажного, вантажі кріпляться за допомогою стропил або ставлять в контейнерах),

-Автомобілі бетоновози (вантажні автомобілі, що мають встановлений на кузов механізм для перемішки цементу та його доставки).

Автомобілі цистерни (вантажні автомобілі, що мають встановлений на кузов цистерну може бути з питною водою, а може бути й з паливом або хімією) [5].

Вантажівки невеликого розміру зазвичай використовуються в сімейних бізнесах або просто по сімейним справам, та в великому бізнесі для перевезення товарів, продукції, її розвозки до реалізаторів та доставки до клієнтів, бо в такому випадку не є вигідно ганяти великі автомобілі вантажного типу, бо вони просто напросто дорожче обійдуться в роботі.

Вантажівки великого типу завжди використовуються в комерційних цілях, для перевезення вантажу і ніяк по іншому, лише у тих випадках користають великі вантажні автомобілі ,коли вони мають на місці грузової площадки встановлений кран, бетоновозу та інші схожі до цього елементи.

Маленькі вантажні автомобілі можуть йти тільки двовісними та з двома варіантами приводів, це повнопривідний, або не повнопривідний. Кожен з них розрахований на певні умови експлуатації засобу [5].

1.2 Постановка задач

Необхідно порівняти характеристики та параметри автомобілів (зі схожими параметрами) та обрати один у вигляді прототипу для розрахунку [10]:

1. Вантажний автомобіль: (має 2 дверей);
2. Максимальна швидкість руху: 115 км/год;
3. Автомобіль бортовий (має змогу поставити тент);
4. Хоч вантажний автомобіль й невеликий та має повний привід на всі чотири колеса машини.

Розглядаються, описуються та аналізуються три автомобілі схожої компоновальної схеми та призначення: УАЗ Карго 23602, УАЗ ПРОФИ, УАЗ 3303 [10].

Розгляну певні параметри для автомобіля УАЗ Карго 23602.

Автомобіль вантажний УАЗ Карго 23602 почав випускатися з 2008 року, на основі попередника УАЗ Патріот, він отримав від нього передню частину автомобіля з салоном (першим рядом сидінь), механічною 5 ступінчастою КППМ, двигуном бензиновим 2,7 літрів [32].

А самій вантажівці усилили задні ресори, та задню частину рами, колеса автомобіля одинарні, немає здвоєнь. Кабіна може виготовлятися під замовлення в варіанті, 1 та 1, 5 [33].

Автомобіль мав два рази оновлення, перший раз було 2011 рік йому було поміняні сидіння та оновили приладну панель, а в друге в 2014 році, було змінена кабіна, перероблений салон та збільшили потужність силової установки [34].

З 2017 року автомобіль не випускається, а на заміну йому прийшов покращений малий вантажний автомобіль УАЗ ПРОФИ [33].

На рисунку 1.2 зображено загальний вид автомобіля УАЗ Карго 23602, а на рисунку 1.3 представлено габаритні розміри УАЗ Карго 23602 [10]:



Рисунок 1.2 - Загальний вид автомобіля УАЗ Карго 23602

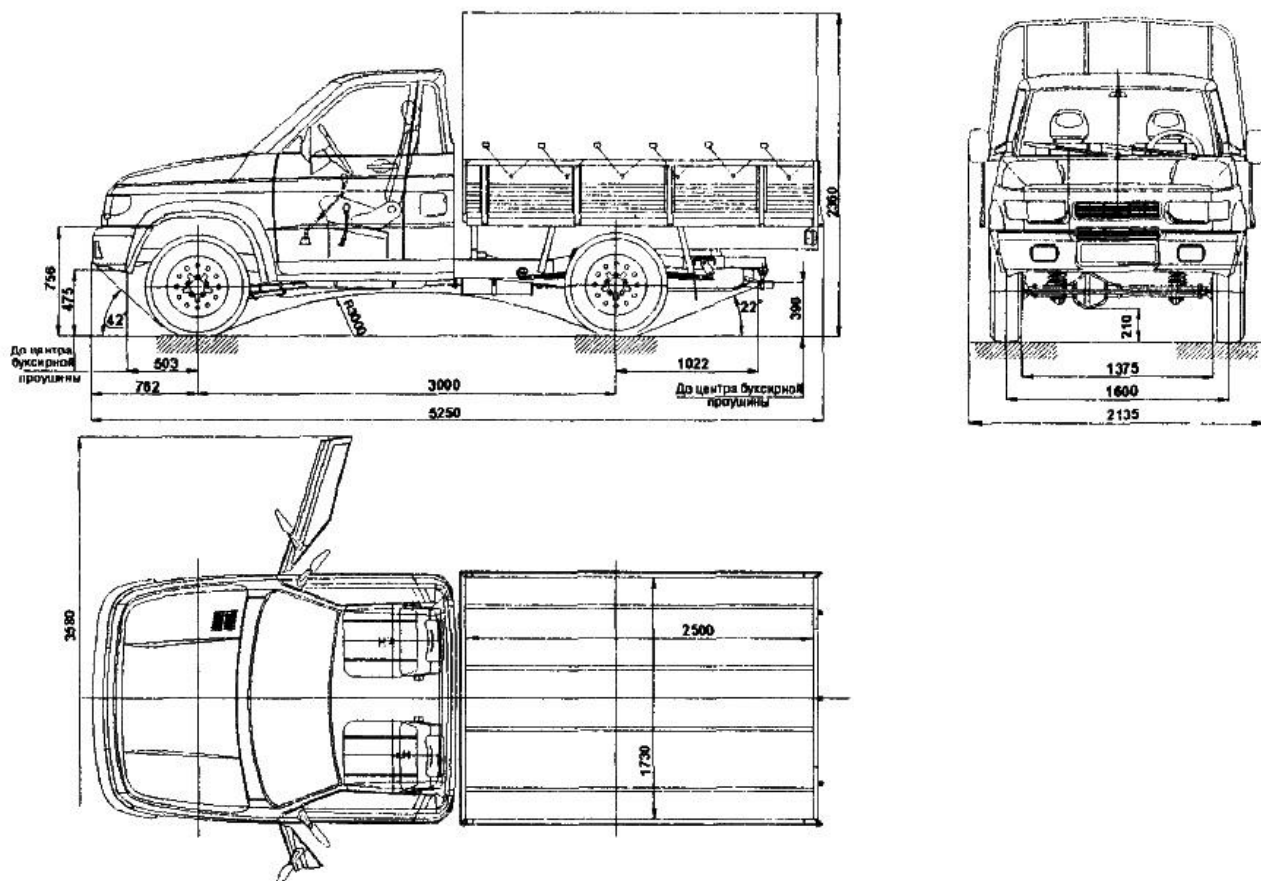


Рисунок 1.3 - Габаритні розміри автомобіля УАЗ Карго 23602

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики УАЗ Карго 23602 [1].

Технічні характеристики:	
Країна де виготовляється:	РФ
Кількість дверей:	2
Кількість місць:	2
Повна маса:	2400
Об'єм двигуна. куб.см:	2,5
Максимальна швидкість:	135 км/год
Тип кузова:	вантажний
Кількість циліндрів:	4
Потужність:	128/4500 к.с / об.хв
Паливо:	бензин
Коробка передач:	механічна
Число передач:	5
Привід:	повний
Гальма передні:	дискові
Гальма задні:	барабанні
Передня підвіска:	незалежна
Задня підвіска:	залежна
Шини:	175/85 R18

Таблицю з характеристиками вантажного автомобіля УАЗ Карго 23602 дані бралися з вказаних джерел за посиланням [1,32,33,34].

Розгляну певні параметри для автомобіля УАЗ ПРОФИ.

Автомобіль вантажний УАЗ ПРОФИ наступник УАЗ Карго 23602 почав випускатися зразу після завершення попередника в 2017 році. Даний автомобіль отримав безліч оновлень, які дали йому змогу експлуатуватися в нових сферах діяльності [35].

Автомобіль зразу при виході з конвеєра отримав нову задню підвіску, це дало йому можливість збільшити свою вантажопідйомність у два рази, також до цього додалися спарені задні колеса автомобіля [36].

УАЗ ПРОФИ має можливість випускатися в трьох варіанках кабіни, це одинарна, кабіна здвоєна та в розмірі півтора, салон при цьому оновлений але немає коробки перемикачів автоматичної [37].

Сам автомобіль активно витісняє Газельки з ринку малих вантажівок, бо має можливість перевозити вантажі навіть по бездоріжжю, завдяки повному приводу [35,37].

На рисунку 1.4 зображено загальний вид автомобіля УАЗ ПРОФИ, а на рисунку 1.5 представлено габаритні розміри УАЗ ПРОФИ [10]:



Рисунок 1.4 - Загальний вид автомобіля УАЗ ПРОФИ

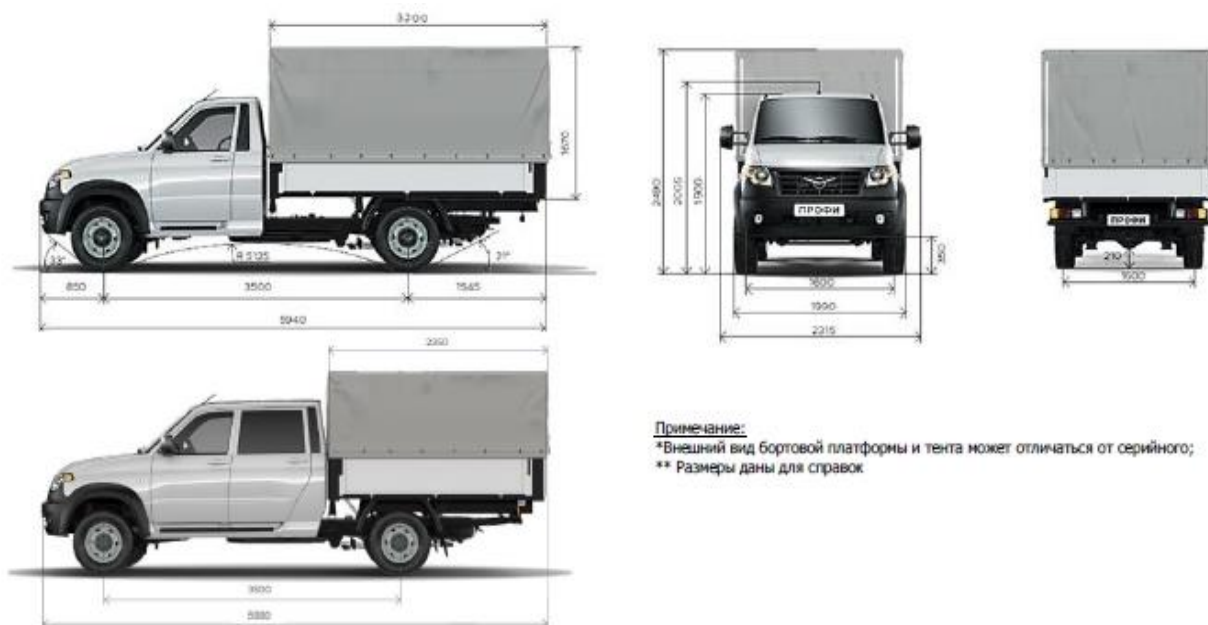


Рисунок 1.5 - Габаритні розміри автомобіля УАЗ ПРОФИ

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики УАЗ ПРОФИ [2].

Технічні характеристики:	
Країна де виготовляється:	РФ
Кількість дверей:	2
Кількість місць:	3
Повна маса:	3500
Об'єм двигуна. куб.см:	2,7
Максимальна швидкість:	135 км/год
Тип кузова:	вантажний
Кількість циліндрів:	4
Потужність:	150/4500 к.с / об.хв
Паливо:	бензин
Коробка передач:	механічна
Число передач:	5
Привід:	повний
Гальма передні:	дискові
Гальма задні:	барабанні
Передня підвіска:	незалежна
Задня підвіска:	залежна
Шини:	175/85 R18

Таблицю з характеристиками вантажного автомобіля УАЗ ПРОФИ дані бралися з вказаних джерел за посиланням [2,35,36,37].

Розгляну певні параметри для автомобіля УАЗ 3303.

Автомобіль вантажний УАЗ 3303 почав випускатися 1985 року в росії, збирався на основі свого попередника, який в свою чергу мав всі тіж самі параметри, але тільки меншу вантажопідйомність, тут вона сягає аж 1250 кг замість 800 кг у попередника [38].

Цей автомобіль отримав більш менш оновлений салон, з шумоізоляцією, оновлено пригорну панель [39].

Автомобіль УАЗ 3303 взяв на себе велику роль в перевезеннях в колгоспах для робочих поїздок, як автомобіль слюсара, перевозка пасажирів, використовувався в сілрадах цілях. Після розпаду СРСР автомобілі потрапили в приватні руки та там користувалися їми по хазяйству.

Такі автомобілі також йшли на експорт до Куби, країн Африки, В'єтнаму та розходилися по країнах СНД [40].

Автомобілі вантажні малої вантажності УАЗ 3303 випускаються й досі, але під замовлення, при цьому вже з оновленим двигуном та іншими навісними доробками [39,40].

На рисунку 1.6 зображено загальний вид автомобіля УАЗ 3303, а на рисунку 1.7 представлено габаритні розміри УАЗ 3303 [10]:



Рисунок 1.6 - Загальний вид автомобіля УАЗ 3303

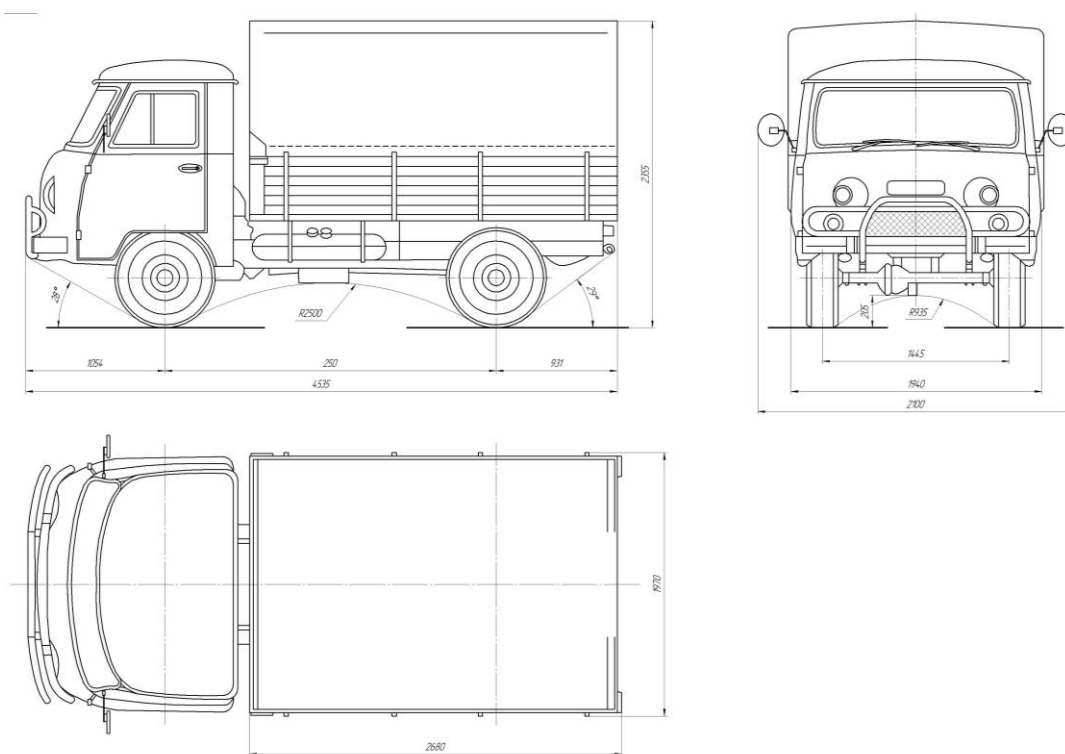


Рисунок 1.7 – Габаритні розміри автомобіля УАЗ 3303

Таблиця 1.3 – Технічні характеристики УАЗ 3303 [3].

Технічні характеристики:	
Країна де виготовляється:	РФ
Кількість дверей:	2
Кількість місць:	2
Повна маса:	3050
Споряджена маса:	1750
Об'єм двигуна. куб.см:	2,7
Максимальна швидкість:	115 км/год
Тип кузова:	вантажний
Кількість циліндрів:	4
Потужність:	85/4500 к.с / об.хв
Паливо:	бензин
Коробка передач:	механічна
Число передач:	5
Привід:	повний
Гальма передні:	дискові
Гальма задні:	барабанні
Передня підвіска:	залежна
Задня підвіска:	залежна
Шини:	225/75R16

Таблицю з характеристиками вантажного автомобіля УАЗ 3303 дані бралися з вказаних джерел за посиланням [3,38,39,40].

Виконавши аналіз конструкції всіх показаних авто, я обираю в якості прототипа для проектування УАЗ 3303.

Дані в розділ аналітичний огляд бралися з вказаних джерел за посиланням [1,2,3,5,32,33,34,35,36,7,38,39,40].

2 ВИЗНАЧЕННЯ МАСОВИХ ПОКАЗНИКІВ І ПАРАМЕТРІВ АВТОМОБІЛЯ

2.1 Вихідні дані для розрахунків

В цьому розділі моєї роботи робиться первинний розрахунок параметрів вантажного автомобіля за даними з задання [10]:

- тип автомобіля який підлягає: вантажівка (повноариводний, формула коліс 6х6);
- двигун чотиритактний, бензиновий;
- тип автомобіля вантажний (двовісний повноприводний);
- маса вантажу, що бере на борт для перевозки $M_v=1200$ кг;
- максимальна швидкість автомобіля $V_{max}=115$ км/год;
- коробка перемикування передач механічна п'яти ступка [10].

2.2 Визначення маси автомобіля, їх розподіл по осях

Розраховую повну масу автомобіля, який проектується, за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[4]:

$$M_a = M_o + M_e + M_n(z + 1) + M_g, \quad (2.1)$$

$$M_a = 2100 + 1200 + 75(1 + 1) + 15 = 3465$$

де M_o – власна маса автомобіля, кг;

$M_n = 75$ кг – маса пасажирів та водія;

$M_g = 15$ кг – маса багажу. Маса багажу водія і пасажирів вантажного автомобіля приймають 5 кг, а легкового автомобіля – 10 кг на одну людину;

$z=1$ – число місць для пасажирів;

$M_e = 1200$ кг – маса вантажу, який перевозиться (задається у вихідних даних) [4,10].

Власну масу вантажного автомобіля можна визначити за відомими власною масою M_o , вантажопідйомності M_e автомобіля прототипу, близького за призначенням та вантажопідйомності за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[4]:

$$M_o = \frac{M_o}{M_e} M_e \quad (2.2)$$

$$M_o = \frac{3050}{1750} 1200 = 2100$$

2.3 Компонувальна схема автомобіля і осьовий розподіл мас

Компонувальну схему машини, яку проектую беру на основі аналізу інших та за прототипом автомобіля УАЗ 3303, і виходить повнопривідний автомобіль, що показано на рисунку 2.1, ведучі колеса задні та передні вмикається за допомогою роздавальної коробки [3,10].

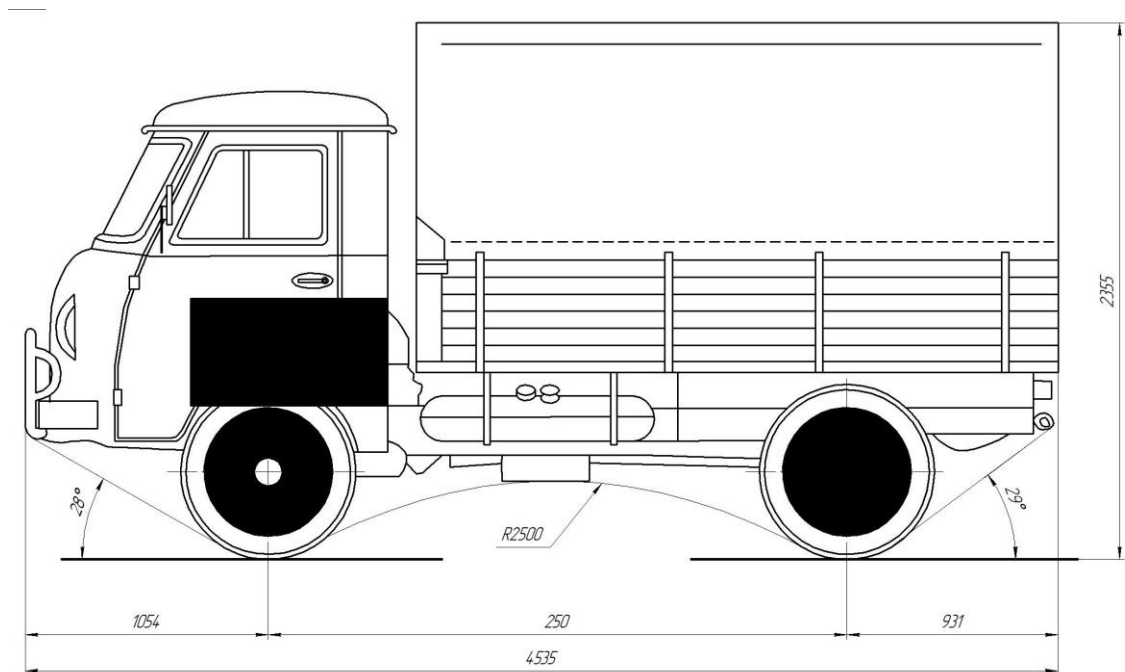


Рисунок 2.1 – Зображена компонентна схема автомобіля УАЗ 3303

Навантаження на кожен з осей автомобіля можна також визначити, виходячи з того, що автомобіль-прототип має дві осі розраховується за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[4]:

$$M_2 = (0.5 \cdot 0.59) M_a \text{ кг}, \quad (2.3)$$

$$M_2 = 0.5 \cdot 3465 = 1732 \text{ кг},$$

$$M_1 = M_a - (M_2) \text{ кг}, \quad (2.4)$$

$$M_1 = 3465 - 1732 = 1733 \text{ кг},$$

$$G_a = M_a g. \quad (2.5)$$

$$G_a = 3465 \cdot 9.81 = 33991,7$$

де M_a – повна маса автомобіля, кг [4,10].

2.4 Геометричні параметри автомобіля

Основні геометричні параметри автомобіля такі, як: довжина L , ширина B , висота H , база L [4,10].

База авто L приймається, орієнтуючись на існуючі параметри, координати центра мас за базою знаходять із виразів, за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[4,10]:

$$a = \frac{M_2 \cdot L}{M_a} \text{ мм} \quad (2.6)$$

$$a = \frac{1732 \cdot 2550}{3465} = 1275$$

$$b = L - a = 2550 - 1275 = 1275 \text{ мм}; \quad (2.7)$$

де a – відстань від передньої осі до центра мас авто, мм;

b – відстань від задньої осі до центра мас, м [7].

Висоту центра мас h_d приймаємо 1 м – для вантажного автомобіля [1,11].

2.5 Вибір шин

Рахую навантаження на колесо передньої осі G_{k1} для автомобільних засобів розраховується за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [4]:

$$G_{k1} = \frac{M_1 g}{2} \text{ Н.} \quad (2.8)$$

$$G_{k1} = \frac{1733 \cdot 9.81}{2} = 8500 \text{ Н.}$$

Рахую навантаження на одне заднє колесо вантажного автомобіля залежить від колісної формули автомобіля. Приймаю за прототипом колісну формулу 4x4 (автомобіль має лише 2 вісі), розраховується за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[4]:

$$G_{k2} = \frac{M_2 g}{2} \text{ Н.} \quad (2.9)$$

$$G_{k2} = \frac{1732 \cdot 9.81}{2} = 8495 \text{ Н.}$$

Шин беру за "Шини пневматичні для грузовиків, автобусів та причепів," за Держстандартом 8430–76. Будівельних дорожніх автомашин із Держстандартом 13298–78 "Шини пневматичні з регульованим тиском" [6]:

Зі стандарту вибираю шини з наступними технічними параметрами:

- позначення шини 225/75R16
- статичний радіус $r_{cm}=474\text{мм}$
- допустима швидкість руху $V_{max.}=38 \text{ м/с}$
- максимальне навантаження на шину $G=35\text{кН}$

Динамічний радіус r_d та радіус кочення колеса r_k із достатньою точністю приймають рівним статичному радіусові r_{cm} , наведеному в стандарті, що $r_d \approx r_k \approx r_{cm}$ [6,10].

Для шин тороїдних – $\lambda_z = 0,85...0.87$; для шин із регульованим тиском – $\lambda_z = 0,8... 0,85$. Приймаю для розрахунку $\lambda_z = 0,8$ [6,10].

2.6 Визначення параметрів автомобільного двигуна

Розраховую потужність N_t двигуна, необхідну для руху повністю навантаженого автомобіля зі сталою максимальною швидкістю V_{max} у заданих дорожніх умовах за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [9]:

$$N_t = \frac{V_{max}}{3600 \cdot \eta_{mp}} \cdot \left(G \cdot \psi + \frac{K \cdot F \cdot V_{max}^2}{13} \right). \quad (2.10)$$

де G – вага автомобіля з вантажем, Н;

$V_{max}=27.8$ м/с – максимальна швидкість руху автомобіля на прямій передачі в заданих дорожніх умовах, км/год;

$\psi=0,03$ — приведений коефіцієнт дорожнього опору ;

K — коефіцієнт обтічності автомобіля. Для вантажних автомобілів приймають $0,6...0,75$ Н · с²/см⁴;

F – площа лобового опору автомобіля [6,10].

Рахую площу лобового опору автомобіля, за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[8]:

$$F = H \cdot B \text{ м}^2; \quad (2.11)$$

$$F = 1,94 \cdot 2,355 = 4,56 \text{ м}^2;$$

B – габаритна висота автомобіля, м;

H – колія, м ;

η_{mp} – механічний К.К.Д. трансмісії. Приймають для режиму максимальної швидкості рівним $0,85...0,90$ [8,10].

$$N_t = \frac{115}{3600 \cdot 0,85} \left(339917 \cdot 0,03 + \frac{0,7 \cdot 4,56 \cdot 115^2}{13} \right) = 85,4 \text{ кВт.}$$

При проектуванні для забезпечення необхідного динамічного параметра в області середніх експлуатаційних швидкостей руху визначають максимальну потужність двигуна за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [9]:

$$N_{e \max} = (1,08...1,10) N_e \text{ кВт.} \quad (2.12)$$

$$N_{e \max} = 1,05 \cdot 85,4 = 90 \text{ кВт.}$$

2.7 Розрахунок і побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Зовнішня швидкісна характеристика є залежністю ефективної потужності двигуна N_e , автомобіля вантажнього автомобіля, крутного моменту валу M_e , питомої g_e і погодинної G_T витрат палива від числа обертів n_e колінчастого вала двигуна при повному завантаженні машини [10].

Рахую завантаженість за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [7,10]:

$$N_e = N_{e \max} \left[a + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right) - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right] \cdot \frac{n_e}{n_N}; \quad (2.13)$$

де n_N – частота обертання колінчастого вала автомобільного двигуна при максимальній потужності ($N_{e \max} = N_{\max}$);

N_e та n_e – поточне значення потужності і частоти обертання колінчастого вала [9,10].

При побудові графіків, слід задати 6-8 значень частоти обертання n_e в діапазоні від n_{\min} до n_{\max} . Мінімальну стійку частоту обертання колінчастого вала приймають: для бензинових двигунів – $n_{\min} = 800^{-1}$ [9,10].

Розраховуючі частоту обертання колінчастого вала з максимальною швидкістю ($n_{v \max}$) знаходять з вибраного значення коефіцієнта швидкохідності за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [9]:

$$n_{v \max} = \lambda \cdot n_N; \quad (2.14)$$

Ефективний моменту M_e двигуна (Н·м) визначаємо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [7]:

$$M_e = 9550(N_e/n_e); \quad (2.15)$$

Поточні значення питомого g_e (г/кВт·год) і погодинного G_T (кг/год) витрат палива користуємось за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [7]:

$$g_e = g_N \cdot \left[0.97 + 0.48 \left(\frac{n_e}{n_N} - 0.65 \right)^2 \right] \quad (2.16)$$

де g_N - ефективна витрата палива при N_{emax} (г/кВт год); для бензинових двигунів: $g_N = (250...350)$, г/кВт год; для дизелів: $g_N = (215...285)$, г/кВт год за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[7]:

$$G_T = N_e \cdot g_e 10^{-3}; \quad (2.17)$$

Для чисельних розрахунків прийняли мінімальні оберти колінчастого вала $n_{\text{min}} = 800 \text{ хв}^{-1}$, номінальні (при максимальній потужності) - $n_N = 4500 \text{ хв}^{-1}$

Результат розрахунків по формулам, результати заносимо до таблиці 2.1 [7,10].

Таблиця 2.1 – Розрахункові дані для побудови зовнішньої характеристики двигуна

$n_e, \text{хв}^{-1}$	n_e / n_N	$(n_e / n_N)^2$	$N_e, \text{кВт}$	$M_e, \text{Нм}$	$g_e, \text{г/кВт} \cdot \text{год}$	$G_T, \text{кг/год}$
$n_1 = 800$	0.17	0.03	28,7	464,4	287,2	7,6
$n_2 = 1600$	0.35	0.13	45,6	490,2	273,6	12,9
$n_3 = 2400$	0.53	0.28	58,5	502,3	264,5	19,4
$n_4 = 3200$	0.71	0.50	69,8	494,7	260,9	24,5
$n_5 = 4000$	0.88	0.77	81,4	446,5	262,8	28,3
$n_6 = 4500$	1	1	90	436,1	270,1	31,2

Для побудови графіка 2.2 беремо дані з таблиці будемо графіки $N_e = f(n_e)$; $M_e = f(n_e)$; $g_e = f(n_e)$; $G_T = f(n_e)$ зовнішньої швидкісної характеристики двигуна малої вантажної машини УАЗ 3303 [10].

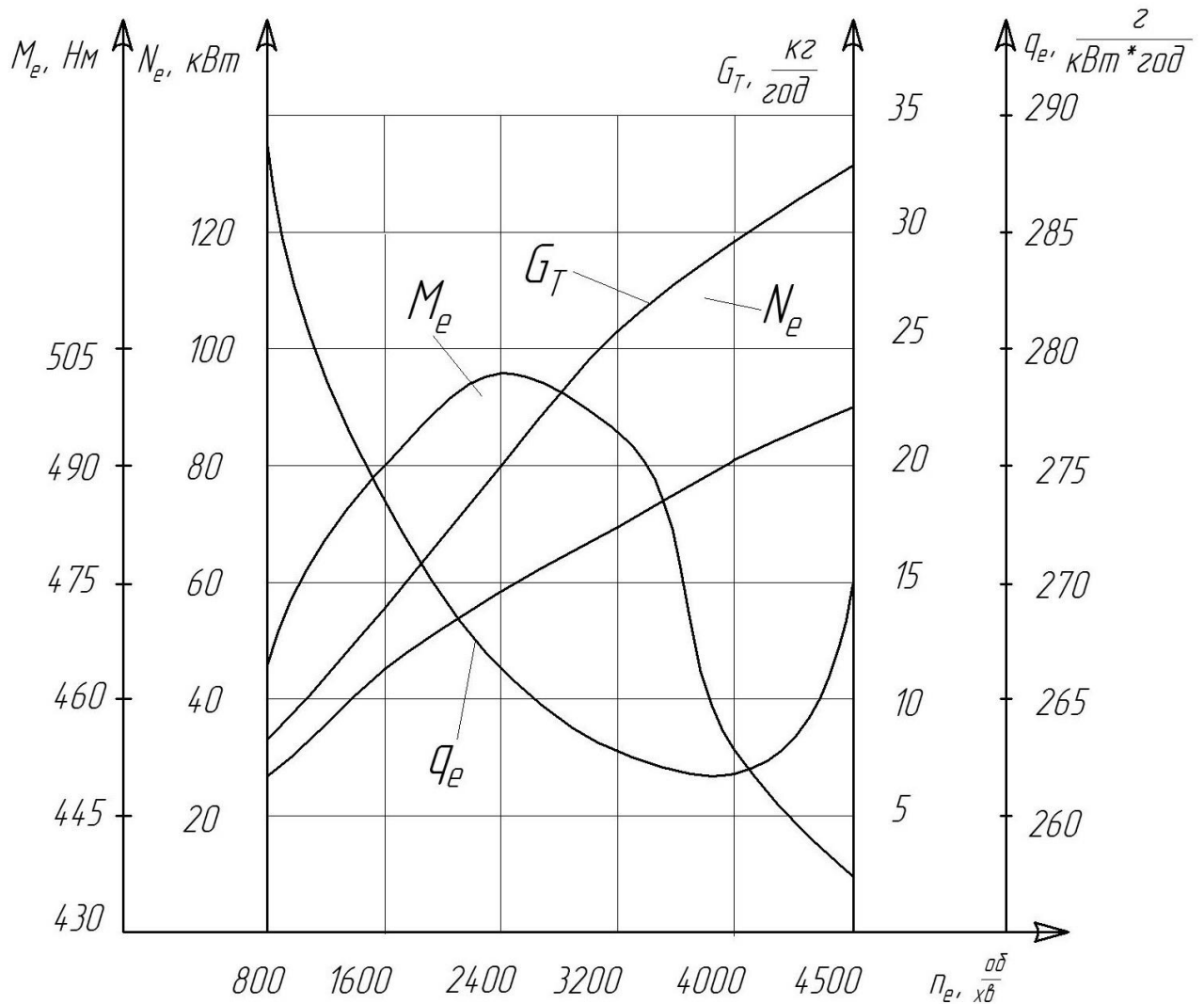


Рисунок 2.2 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

2.8 Визначення передавальних чисел трансмісії автомобіля

Рахую передавальні числа головної передачі визначають за умови забезпечення заданою максимальною швидкістю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [7,10]:

$$i_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\max} \cdot r_k}{60 \cdot i_s \cdot i_{kb} \cdot i_d \cdot V_{\max}}; \quad (2.18)$$

$$i_0 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 4500 \cdot 0,474}{60 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 31,9} = 4,9$$

i_0 - передавальне число головної передачі автомобіля;

r_k - радіус колеса, для розрахунку приймаємо з вихідних даних $r_k=0.474$ м;

$i_{кв}$ - передавальне число КП на вищій ступені приймаємо $i_{кв} = 1$;

i_d - передавальне число вищої ступені додаткової передачі (роздавальна коробка, демультіплікатор); $i_d = 1,23$ [10].

i_s - ковзання гідротрансформатора. Якщо в гідротрансформаторі передбачено блокування, а також у випадку вживання трансмісії механічного типу, коли гідротрансформатор відсутній. $i_s = 1$. На вищому швидкісному режимі $i_s =$ від 0,97 до 0,98. Якщо в трансмісії автомобіля не передбачена прискорювальна передача, то вищою є пряма передача, а $i_{кв} = 1$. За наявності прискорювальної приймають $i_{кв} = 0,75...0,85$. Передавальне число вищої ступені додаткової передачі вибирають у межах $i_d =$ від 1,0 до 1,5 [7,10].

Рахую передавальне число коробки передач на першій передачі за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[7,10]:

$$i_{k1} = \frac{\psi_{\max} \cdot M_a \cdot g \cdot r_k}{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot i_d \cdot 1 \cdot \eta_T}; \quad (2.19)$$

де $M_{e\max}$ - максимальний крутний момент двигуна автомобіля, Н·м;

η_T - коефіцієнт корисної дії трансмісії; $\eta_T=0.85$

$$i_{k1} = \frac{0,03 \cdot 3465 \cdot 9,81 \cdot 0,474}{502,3 \cdot 4,9 \cdot 1 \cdot 0,85} = 2,32$$

Необхідно перевірити отримане передавальне число i_{k1} , по умові забезпечення зчеплення провідних коліс з дорожнім покриттям [10].

Рахую максимальне можливе передавальне число коробки на першій передачі по умові зчеплення ведучих коліс за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[7,10]:

$$i_\varphi = \frac{\varphi \cdot m_{p2} \cdot g \cdot r_k}{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot i_d \cdot 1 \cdot \eta_m}; \quad (2.20)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення ($\varphi =$ від 0,2 до 0,8) для розрахунку приймаємо $\varphi = 0,6$;

m_{p2} – коефіцієнт зміни нормальних реакцій на ведучих колесах авто (при розгоні авто $m_{p2max} =$ від 1.15 - 1.20)

M_2 – маса, що прпадає на задні ведучі колеса автомобіля. $M_2 \cdot g = 33991,7$ Н

$L = (a+b)$ – колісна база машини;

a, b – відстань від центра мас авто до переднього або заднього мостів відповідно. Якщо проектується автомобіль зі всіма ведучими колесами, то $m_{pmax} = 1$, а $G_2 = G_a$. [7,10]

Якщо умова дотримується $i_{\varphi} \geq i_{к1}$, то можливість руху авто на дорогах з прийнятим коефіцієнтом зчеплення буде за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [7,10]:

$$i_{\varphi} = \frac{0,5 \cdot 1,2 \cdot 33991,7 \cdot 0,474}{502,3 \cdot 4,9 \cdot 1 \cdot 0,85} = 4,32$$

Умова виконується, $i_{\varphi} \geq i_{к1}$.

Розрахунок передавальних чисел проміжних ступеней КПП. Передавальні числа проміжних передач вибирають з умови забезпечення оптимальних показників паливно-економічних та тягово-швидкісних властивостей авто [10].

Рахую передавальне число на вищій передачі за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [7,10]:

$$i_B = \frac{0,104 \cdot (0,90 \dots 1,0) \cdot n_{max} \cdot r_k}{V_{max}}; \quad (2.21)$$

$$i_B = \frac{0,104 \cdot 1,00 \cdot 4500 \cdot 0,474}{31,9} = 4,21$$

$$V_{max} = 31,9 \text{ м/с.}$$

Визначають максимальну тягову силу при найтяжчих умовах руху автомобіля (грунтова дорога, підйом $\alpha=12^0$; $V= 5$ км/год. = 1,38 м/с; $f_{kmax}= 0,05$) за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [7,10]:

$$P = M_a \cdot g \cdot (f_{kmax} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha); \quad (2.22)$$

$$P_{kmax} = 3465 \cdot 9,81 \cdot (0,05 \cdot \cos 12^0 + \sin 12^0) = 8946 \text{ Н.}$$

Рахую силу зчеплення коліс з дорожнім покриттям користуємось представленою за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [7,10]:

$$P_{\varphi} = M_2 \cdot g \cdot \varphi \quad (2.23)$$

Чисельне значення при $\varphi = 0,5$

$$P_{\varphi} = 3465 \cdot 9,81 \cdot 0,5 = 16996 \text{Н.}$$

Необхідна умова ($P_{k \max} \leq P_{\varphi}$) для руху автомобіля без буксування виконується [0].

Розраховуючи передавальне число трансмісії автомобіля користуємось представленою за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[7]:

$$i_T = \frac{P_{k \max} \cdot r_k}{M_{eN} \cdot \eta_T}; \quad (2.24)$$

$$i_T = \frac{8946 \cdot 0,474}{502,3 \cdot 0,85} = 22,35.$$

Розраховуючи мінімальну кількість ступеней в коробці передач за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[7]:

$$k = 1 + \frac{\lg(i_T / i_g)}{\lg(n_{eN} / n_M)}; \quad (2.25)$$

$$k = 1 + \frac{\lg(22,35 / 4,21)}{\lg(3200 / 1600)} = 4,6$$

Звичайно застосовується наступна кількість передач переднього ходу:

– для вантажного авто– від 4 до 5;

При вирішенні питання про вибір кількості передач необхідно враховувати досвід автомобілебудування і тенденції його розвитку[7,10].

Дивлячись на автомобіль вантажний прототип приймаю $k=5$, що відповідає коробкам передач автомобілів УАЗ 3303 [10].

Встановлено дослідним шляхом, що найкраща динамічність автомобіля досягається у випадку, коли передавальні числа коробки передач змінюються відповідно до закону геометричної прогресії.

Рахую знаменник геометричної прогресії за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[7,10]:

$$q = {}^{k-1}\sqrt{i_T / i_B}; \quad (2.26)$$

$$q = \sqrt[5]{22,35 / 4,21} = 1,51$$

Розраховуючи передавальне число на першій передачі за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[7]:

$$i_1 = \frac{i_t}{i_0}; \quad (2.27)$$

$$i_1 = \frac{22,35}{4,9} = 6,56;$$

Розраховуючи передавальні числа на наступних передачах за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[7]:

$$i_k = \frac{i_{k-1}}{q}; \quad (2.28)$$

$$i_2 = \frac{i_1}{q} = \frac{6,56}{1,51} = 3,01;$$

$$i_3 = \frac{i_2}{q} = \frac{3,01}{1,51} = 2,01;$$

$$i_4 = \frac{i_3}{q} = \frac{2,01}{1,51} = 1,33;$$

$$i_4 = \frac{i_3}{q} = \frac{1,33}{1,51} = 0,88;$$

Розраховуючи передавальні числа заднього ходу за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[7]:

$$i_{zx} = (0,85 \dots 0,9) \cdot i_l \quad (2.29)$$

$$i_{zx} = 0,88 \cdot 6,56 = 5,77.$$

Дані в розділ розрахунку масових показників бралися з вказаних джерел за посиланням [4,6,7,8,9,10].

3 РОЗРАХУНОК ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

3.1 Вибір вихідних даних

Потрібно порахувати тепловий розрахунок бензинового автомобільного прототипу двигуна наступними технічними параметрами [9,11]:

- номінальна потужність двигуна, $N_e = 90$ кВт;
- частота обертання колінчастого вала при N_e , $n_e = 4500$ хв⁻¹;
- коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 0,9$;
- ступінь стиску $\varepsilon = 8,2$;
- відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, $\lambda_{ш} = 0,25$ [9,11].

Тип двигуна – бензиновий, рядний, карбюраторний, з рідинним охолодженням [9,11]:

У якості прототипу вибираємо двигун 419, технічні параметри якого наступна [9,11]:

- номінальна потужність двигуна, $N_e = 110$ кВт;
- частота обертання колінчастого вала при N_e , $n_e = 4500$ хв⁻¹;
- коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 0,93$;
- ступінь стиску $\varepsilon = 8,5$;
- відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, $\lambda_{ш} = 0,25$ [9,11].

Тип двигуна – бензиновий, рядний, карбюраторний, з рідинним охолодженням [9,11].

3.2 Тепловий розрахунок двигуна

3.2.1 Паливо

У відповідності до ДСТУ 4063-2001, ДСТУ 4839-2007 для даного двигуна, що розраховується, приймаємо бензин [9,11].

Склад бензину такий: вуглець $C = 0,855$, водень $H = 0,145$, кисень $O = 0$, $m_T = 115$ кг/кмоль [9,11].

Рахую нижчу теплоту згоряння згідно з елементарним складом палива за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [9]:

$$H_u = 33,91 \cdot C + 125,6 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H - M_{H_2O}) \quad (3.1)$$

$$H_u = 33,91 \cdot 0,855 + 125,6 \cdot 0,145 - 10,89 \cdot (9 \cdot 0,145 - 0) = 43,93 \cdot 10^3, \text{ кДж/кг.}$$

Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідну кількість повітря для згоряння 1 кг палива, за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [9,11]:

– у масових одиницях рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [9]:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8 \cdot C}{3} + 8 \cdot H - O \right) \quad (3.2)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8 \cdot 0,855}{3} + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,9576 \text{ кг пов/кг пал.};$$

– у об'ємних одиницях рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [9]:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (3.3)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,517 \text{ кмоль пов/пал.}$$

Максимальну ефективну потужність у бензинового двигуна отримують при значенні коефіцієнта надлишку повітря $\alpha = 0,9 \dots 0,98$. Для виконання розрахунків і згідно з умовою завдання приймаємо $\alpha = 0,93$.

Кількість свіжої горючої суміші визначаємо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [9]:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1 / m_T \quad (3.4)$$

$$M_1 = 0,9 \cdot 0,517 + 1 / 115 = 0,474 \text{ кмоль пал. сум/кг пал.}$$

Загальна кількість продуктів згоряння рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [9]:

$$M_2 = \alpha \cdot L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0.21 \cdot L_0 \cdot (1 - \alpha), \text{кмоль/кг} \quad (3.5)$$

$$M_2 = 0,9 \cdot 0,517 + \frac{0,145}{4} + \frac{0}{32} + 0,21 \cdot 0,517 \cdot (1 - 0,9) = 0,513 \text{ кмоль/кг палива}$$

3.2.2 Параметри навколишнього середовища і залишкових газів

Приймаємо на впуску: тиск $p_0 = 0,1$ МПа, температуру $T_0 = 293$ К.

У двигуні підігрів свіжого заряду здійснюється у впускному трубопроводі, який омивається охолоджуючою рідиною, а також у циліндрах. Враховуючи те, що при підвищеній температурі заряду його щільність знижується, підігрів повинен забезпечувати підвищення температури $\Delta T_0 = 0 \dots 20$ К; приймаємо $\Delta T_0 = 15$ К [9,11].

Значення тиску залишкових газів для номінального режиму роботи бензинових двигунів лежить у межах $p_z = (1.02 \dots 1.25) \cdot p_0$ МПа . Оскільки двигун, що проектується, має високу частоту обертання колінчастого вала при максимальній потужності, приймаємо значення тиску залишкових газів приймаємо $p_z = 0,11$ МПа [9,11].

Значення тиску залишкових газів для номінального режиму роботи бензинових двигунів рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$p_z = 1,1 \cdot p_0 \text{ МПа} \quad (3.6)$$

$$p_z = 1,16 \cdot 0,1 = 0,116 \text{ МПа}$$

Двигун має високу ступінь стиску $\varepsilon = 7,6$, та збагачений склад суміші $\alpha = 0,93$. У відповідності з цим приймаємо значення температури залишкових газів $T_z = 1000$ К (для бензинових двигунів значення $T_z = 900 \dots 1100$ К) [12].

3.2.3 Параметри процесу впуску

Щільність заряду на впуску визначаємо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$\rho_0 = p_0 \cdot 10^6 / R_e T_0 \quad (3.7)$$

$$\rho_0 = 0,1 \cdot 10^6 / 287 \cdot 293 = 1,19 \text{ кг/м}^3,$$

де p_0, T_0 – відповідно тиск і температура навколишнього середовища;

$R_e = 287$ Дж/кг·град – питома газова стала для повітря.

Втрати тиску на впуску визначаємо з рівняння Бернуллі рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [11,12]:

$$\Delta p_a = \left(\beta^2 + \xi_{\text{вп}} \right) \cdot \frac{\omega_{\text{вп}}^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6}, \text{ МПа}, \quad (3.8)$$

де $(\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) = (2,5 \dots 4,0)$ – гідравлічний опір впускної системи; приймаємо $(\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) = 3$;

$\omega_{\text{вп}}$ – швидкість руху заряду у впускній системі; для бензинових і дизельних двигунів $\omega_{\text{вп}} = 50 \dots 130$ м/с. Приймаємо $\omega_{\text{вп}} = 80$ м/с.

Таким чином, втрати тиску на впуску розраховую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$\Delta p_a = 90^2 \cdot 3 \cdot 1,19 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,012 \text{ МПа}.$$

Знаходжу тиск в кінці впуску за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a \quad (3.9)$$

$$p_a = 0,1 - 0,012 = 0,088 \text{ МПа}$$

Знаходимо коефіцієнт залишкових газів за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$\gamma_{\Gamma} = \frac{T_0 + \Delta T}{T_{\Gamma}} \cdot \frac{\varphi_{\text{оч}} P_{\Gamma}}{\varepsilon \varphi_{\text{доз}} P_a - \varphi_{\text{оч}} P_{\Gamma}} \quad (3.10)$$

$$\gamma_{\Gamma} = \frac{293 + 7,99}{1000} \cdot \frac{1 \cdot 0,11}{7,6 \cdot 1,1 \cdot 0,082 - 1 \cdot 0,11} = 0,058$$

Температура в кінці впуску знаходимо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) \quad (3.11)$$

$$T_a = (293 + 10 + 0,58 \cdot 1000) / (1 + 0,058) = 341 \text{К}$$

Коефіцієнт наповнення знаходимо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$\eta_v = \frac{T_0 \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_0 + \Delta T) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_0} \quad (3.12)$$

$$\eta_v = \frac{293 \cdot (7,6 \cdot 0,088 - 0,11)}{(293 + 7,99) \cdot 8,2 - 1} \cdot 0,1 = 0,811$$

3.2.4 Процес стиску

Процес стиску характеризується показником політропи стиску, тиском, температурою, теплоємністю робочого тіла у процесі стиску [11,12].

Величина показника політропи стиску n_1 визначається на основі дослідних даних залежно від ступеня стиску і температури в кінці процесу стиску T_a . Для автотракторних двигунів $n_1 = (\kappa_1 - 0,01) \dots (\kappa_1 - 0,04)$, де κ_1 – показник адіабати стиску, який залежить від ε і T_a . Визначається з номограми показаної на рисунку знизу [11,12].

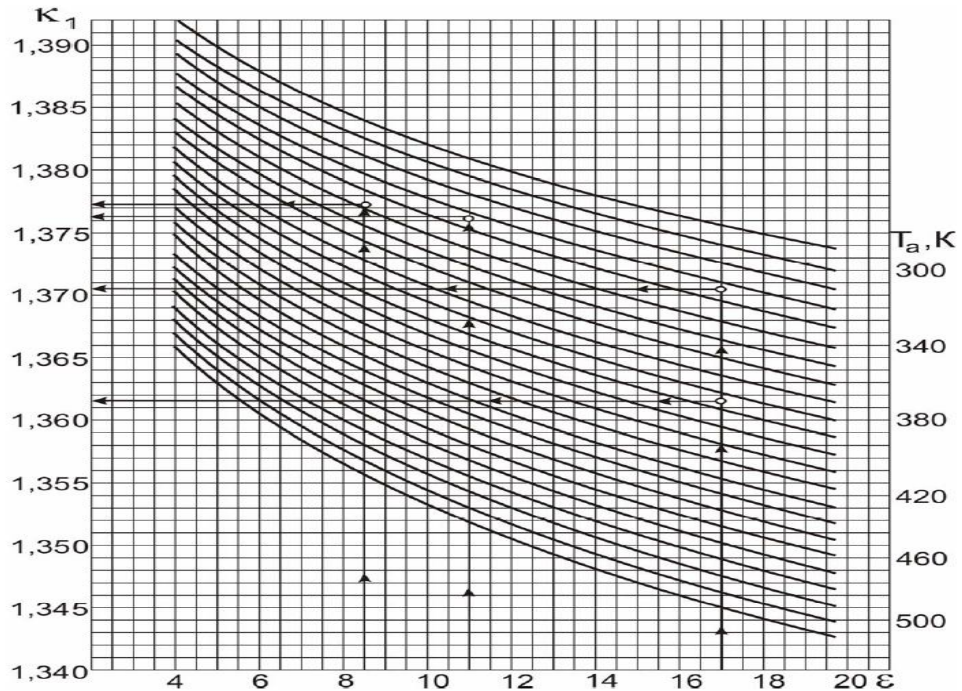


Рисунок 2.1 – Номограма для визначення показника адіабати стиску κ_1

Для карбюраторного двигуна $\varepsilon = 7,6$ і $T_a = 339$ К $\kappa_1 = 1,365$. Приймаємо для розрахунків $n_1 = 1,365 - 0,035 = 1,33$.

Тиск в кінці процесу стиску визначаємо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (3.13)$$

$$p_c = 0,88 \cdot 8,2^{1,33} = 1,51 \text{ МПа.}$$

Температуру робочого тіла в кінці процесу стиску визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (3.14)$$

$$T_c = 341 \cdot 8,2^{1,33 - 1} = 712 \text{ К.}$$

Розрахункові значення величин p_c і T_c для сучасних бензинових двигунів внутрішнього згоряння знаходяться у межах $p_c = 0,9 \dots 2,0$ МПа, $T_c = 600 \dots 800$ К.

Таким чином, середня мольна теплоємність в кінці процесу стиску при сталому об'ємі для окремих компонентів розраховують за формулами показаними нижче в таблиці 3.1 [12].

Таблиця 3.1 – Середні мольні теплоємності для газів

Найменування газу	Формула для визначення mc_v залежно від температури		
	-	від 0 до 1500°C	від 1501 до 2800°C
Повітря	-	$20,6+0,002638 \cdot t$	$22,387+0,00145 \cdot t$
Кисень	O ₂	$20,930+0,004641 \cdot t - 0,00000084 \cdot t^2$	$23,723+0,00155 \cdot t$
Нітроген (азот)	N ₂	$20,398+0,0025 \cdot t$	$21,951+0,001457 \cdot t$
Гідроген (водень)	H ₂	$20,684+0,000206 \cdot t + 0,000000588 \cdot t^2$	$19,678+0,001758 \cdot t$
Окись вуглецю	CO	$20,597+0,00267 \cdot t$	$22,49+0,001430 \cdot t$
Вуглекислий газ	CO ₂	$27,941+0,019 \cdot t - 0,0000055 \cdot t^2$	$39,123+0,003349 \cdot t$
Водяна пара	H ₂ O	$24,953+0,005359 \cdot t$	$26,67+0,004438 \cdot t$

–повітря визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 0,002638 \cdot t_c \quad (3.15)$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 0,002638 \cdot 439 = 21,7976 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)},$$

де $t_c = (T_c - 273) \text{ } ^\circ\text{12} - 273 = 439^\circ\text{C}$;

–вуглекислий газ CO₂ визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$(mc_{vCO_2})_{t_0}^{t_c} = 27,941 + 0,019 \cdot t_c - 0,0000055 \cdot t_c^2 \quad (3.16)$$

$$(mc_{vCO_2})_{t_0}^{t_c} = 27,941 + 0,019 \cdot 452,11 - 0,0000055 \cdot (439)^2 = 35,22 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)};$$

–окис вуглецю визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$(mc_{vCO})_{t_0}^{t_c} = 20,597 + 0,00267 \cdot t_c \quad (3.17)$$

$$(mc_{vCO})_{t_0}^{t_c} = 20,597 + 0,00267 \cdot 439 = 21,77 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)};$$

–водяну пару визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$(mc''_{vH_2O})_{t_0}^{t_c} = 24,953 + 0,005359 \cdot t_c \quad (3.18)$$

$$(mc''_{vH_2O})_{t_0}^{t_c} = 24,953 + 0,005359 \cdot 439 = 27,31 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)};$$

–водень визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$(mc''_{vH_2})_{t_0}^{t_c} = 20,684 + 0,000206 \cdot t_c + 0,000000588 \cdot t_c^2 \quad (3.19)$$

$$(mc''_{vH_2})_{t_0}^{t_c} = 20,684 + 0,000206 \cdot 439 + 0,000000588 \cdot (439)^2 = 22,91 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)};$$

–азот визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$(mc''_{vN_2})_{t_0}^{t_c} = 20,398 + 0,0025 \cdot t_c \quad (3.20)$$

$$(mc''_{vN_2})_{t_0}^{t_c} = 20,398 + 0,0025 \cdot 439 = 21,5 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

Середню мольну теплоємність в кінці процесу стискування при сталому об'ємі для залишкових газів визначаємо визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{M_2} \cdot \left[M_{CO_2} \cdot (mc''_{vCO_2})_{t_0}^{t_c} + M_{CO} \cdot (mc''_{vCO})_{t_0}^{t_c} + M_{H_2O} \cdot (mc''_{vH_2O})_{t_0}^{t_c} + \right. \\ \left. + M_{H_2} \cdot (mc''_{vH_2})_{t_0}^{t_c} + M_{N_2} \cdot (mc''_{vN_2})_{t_0}^{t_c} \right] \quad (3.21)$$

$$\text{Отже, } (mc''_v)_{t_0}^{t_c} = 1/0,5118 \cdot (0,0569 \cdot 35,22 + 0,0144 \cdot 21,77 + 0,0353 \cdot 27,31 + \\ + 0,0072 \cdot 20,89 + 0,368 \cdot 21,5) = 23,77 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

Визначаємо кількість молів залишкових газів (кмоль) визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_0 \quad (3.22)$$

$$M_r = 0,9 \cdot 0,058 \cdot 0,517 = 0,027$$

Визначаємо кількість молів газів в кінці процесу стиску до згоряння (кмоль) визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$M_c = M_1 + M_r \quad (3.23)$$

$$M_c = 0,474 + 0,027 = 0,501.$$

3.2.5 Параметри процесу згоряння

Процес згоряння є головним процесом робочого циклу двигунів, за час якого тепло, що виділяється внаслідок згоряння палива, йде на підвищення внутрішньої енергії і на здійснення механічної роботи.

Метою розрахунку процесу згоряння є визначення температури та тиску у кінці процесу [11,12].

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі розраховується визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12,15]:

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \cdot \left[M_{\text{CO}_2} \cdot (mc''_{\text{vCO}_2})_{t_0}^{t_z} + M_{\text{CO}} \cdot (mc''_{\text{vCO}})_{t_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (mc''_{\text{vH}_2\text{O}})_{t_0}^{t_z} + \right. \\ \left. + M_{\text{H}_2} \cdot (mc''_{\text{vH}_2})_{t_0}^{t_z} + M_{\text{N}_2} \cdot (mc''_{\text{vN}_2})_{t_0}^{t_z} + M_{\text{O}_2} \cdot (mc''_{\text{vO}_2})_{t_0}^{t_z} \right], \quad (3.25)$$

де $(mc''_{\text{vCO}_2})_{t_0}^{t_z}$, $(mc''_{\text{vCO}})_{t_0}^{t_z}$, $(mc''_{\text{vH}_2\text{O}})_{t_0}^{t_z}$, $(mc''_{\text{vH}_2})_{t_0}^{t_z}$, $(mc''_{\text{vN}_2})_{t_0}^{t_z}$, $(mc''_{\text{vO}_2})_{t_0}^{t_z}$ – середні мольні теплоємності окремих компонентів продуктів згоряння і залишкового кисню в інтервалі температур $t_z \dots t_0$, кДж / (кмоль·К) [11,15].

$$(m \cdot c''_v)_{t_0}^{t_z} = (1/0,5118) [0,0569 \cdot (35,22 + 0,003349t_z) + 0,0057 \cdot (22,49 + 0,00143t_z) + 0,0696 (26,67 + 0,004438t_z) + 0,0029 (19,678 + 0,001457t_z) + 0,3923(23,732 + 0,00155t_z)] = 29,02 + 0,02347 \text{ кДж/(кмоль·град)}.$$

3.2.6 Температура в кінці згоряння

Розрахункові рівняння для автомобільних і тракторних ДВЗ для визначення температури мають вигляд визначаю за показаною формулою для розрахунку рівняння [11,12,15]:

– для карбюраторних ДВЗ (цикл з підводом тепла при $V = \text{const}$) рахую визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12,15]:

$$\xi_z \cdot H_{\text{pc}} + (mc'_v)_{t_0}^c \cdot (T_c - 273) = \mu \cdot (mc''_v)_{t_0}^z \cdot (T_z - 273). \quad (3.27)$$

$$0,95 \cdot 79530 + 21,55 \cdot (712 - 273) = 1,076 \cdot [29,02 + 0,002347 \cdot (T_Z - 273)] \cdot (T_Z - 273).$$

Отримуємо квадратне рівняння визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$0,00252537 \cdot (T_Z - 273)^2 + 31,231 \cdot (T_Z - 273) - 77282 = 0.$$

$$\text{Звідки } T_Z = 2386 \text{ К.}$$

Рахую для бензинових двигунів (цикл з підводом тепла при $V = \text{const}$) тиск в кінці згоряння визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$p_Z = p_c \cdot \mu \cdot \frac{T_Z}{T_c} \quad (3.28)$$

$$p_Z = 1,076 \cdot 1,51 \cdot 2386 / 712 = 5,45 \quad \text{МПа.}$$

Ступінь підвищення тиску розраховують визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$\lambda = p_z / p_c \quad (3.29)$$

Орієнтовно виходить, $\lambda = 3,2 \dots 4,3$.

Знаходимо ступінь підвищення тиску у нашому випадку визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$\lambda = 5,45 / 1,51 = 3,61.$$

Розрахункові значення T_Z і p_Z для сучасних карбюраторних двигунів знаходяться у межах $T_Z = 2400 \dots 2800 \text{ К}$, $p_Z = 3,5 \dots 8,5 \text{ МПа}$.

Дійсне максимальне значення знаходять за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$p_{Zd} = 0,85 p_z \quad (3.30)$$

$$p_{Zd} = 0,85 \cdot 5,45 = 4,63 \text{ МПа.}$$

3.2.7 Параметри процесу розширення

В результаті процесу розширення відбувається перетворення теплової енергії палива в механічну роботу. При цьому визначаються: показник процесу

політропічного розширення n_2 , тиск p_b та температура T_b в кінці процесу розширення [11,15].

Показник політропи розширення n_2 визначається за допомогою показника адіабати розширення k_2 . Для визначення k_2 використовується номограма, яку наведено на рисунку 3.2 [11,15].

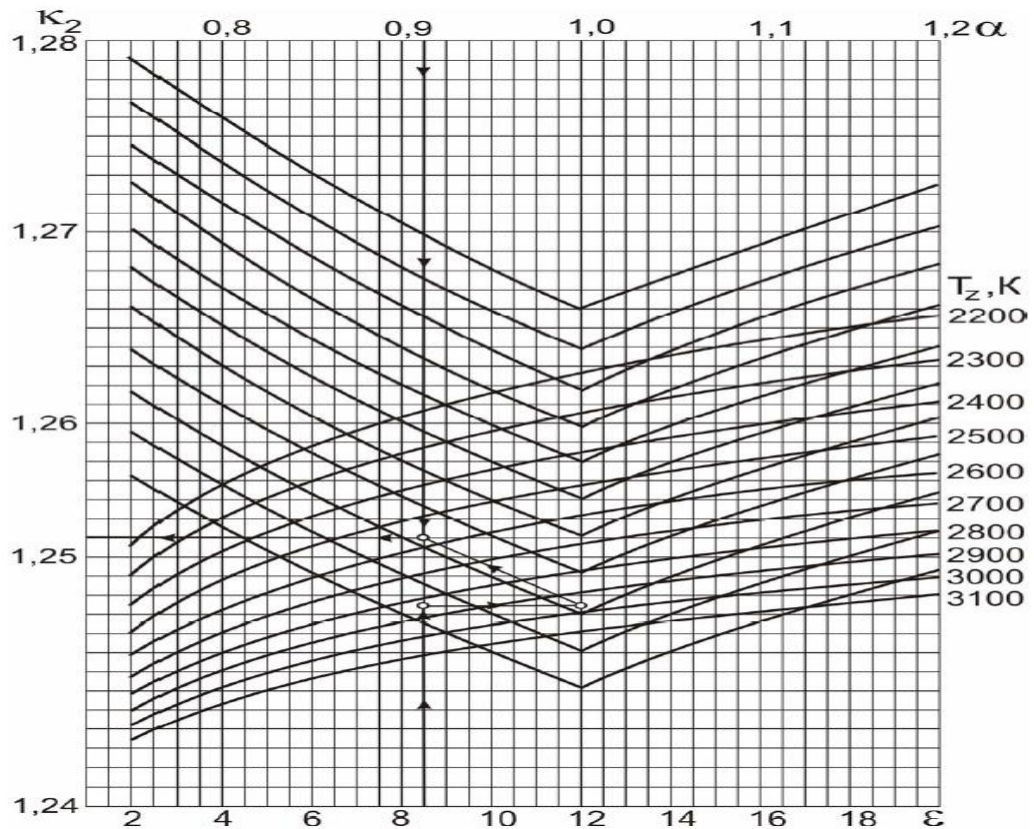


Рисунок 3.2 – Номограма для визначення показника адіабати розширення k_2

При цьому для значення ступеня стиску $\epsilon = 7,6$ на номограмі проводимо вертикаль (показано стрілкою) до температури $T_z = 2472\text{K}$. Далі проводимо пряму до перетину з прямою, яка відповідає $\alpha = 1$. З точки перетину указаних прямих вліво, паралельно існуючим кривим проводимо криву до перетину з вертикаллю, проведеною для значення коефіцієнта надлишку повітря $\alpha = 0,93$ за напрямом, вказаним стрілкою. З останньої точки перетину проводимо горизонтальну пряму, яка і покаже на лівій шкалі значення показника адіабати розширення [12,15].

З номограми знаходимо $k_2 = 1,26$. За дослідними даними n_2 незначно відрізняється від k_2 . Орієнтовно, для бензинових двигунів $n_2=1,23...1,3$. Приймаємо значення $n_2= 1,25$ [12,15].

Тиск p_b в кінці процесу розширення визначають визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} \quad (3.31)$$

$$p_b = \frac{4.45}{8.2^{1.26}} = 0,38 \text{ МПа},$$

Температуру T_b в кінці процесу розширення визначають визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [12]:

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \text{ К} \quad (3.32)$$

$$T_b = \frac{2386}{8.2^{0,25}} = 1381 \text{ К}.$$

Орієнтовно, для карбюраторних двигунів $p_b=0,35...0,6$ МПа; $T_b=1200...1700$ К [11,12].

3.2.8 Параметри процесу випуску

На початку теплового розрахунку двигуна, в кінці процесу випуску (початок процесу впуску) приймалися наступні значення параметрів: тиск $p_2 = 0,11$ МПа, температура $T_2 = 1100$ К [16].

Точність розрахунку температури залишкових газів перевіряємо за формулою Є. К. Мазінга визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$T_2 = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_2}}} \quad (3.33)$$

$$T_2 = \frac{1381}{\sqrt[3]{\frac{0,38}{0,11}}} = 970K.$$

Різниця між прийнятими і отриманими значеннями T_2 становить рахую визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$\Delta = \frac{1000 - 970}{1000} \cdot 100\% = 3\%. \quad (3.34)$$

Розходження між прийнятим і отриманим значеннями T_2 не повинно перевершувати 10%. У млоєму випадку умова виконується на відмінну [16].

3.3 Індикаторні параметри робочого циклу

3.3.1 Розрахунок індикаторного тиску

Середній розрахунковий індикаторний тиск за цикл p_i' для бензинового двигуна, враховуючи отримані значення $p_c = 1,217$ МПа, $\lambda = 3,91$, за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (3.35)$$

$$p_i' = \frac{1,51}{8,2 - 1} \left[\frac{3,61}{1,26 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,2^{1,26 - 1}} \right) - \frac{1}{1,35 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,2^{1,33 - 1}} \right) \right] = 0,92 \text{ МПа}$$

Середній індикаторний тиск p_i циклу для зкруглення діаграми визначається за показаною формулою для розрахунку рівняння [11,16]:

$$p_i = \varphi \cdot p_i', \quad (3.36)$$

де $\varphi = 0,9 \dots 0,97$ – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми.

Прийнявши $\varphi = 0,95$, знаходжу середній індикаторний тиск для карбюраторного двигуна рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$p_i = 0,95 \cdot 0,92 = 0,83 \text{ МПа}$$

Індикаторний коефіцієнт корисної дії (індикаторний ККД) визначаємо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_v} \cdot 10^3 \quad (3.37)$$

$$\eta_i = \frac{0,83 \cdot 14,957 \cdot 0,9}{44000 \cdot 1,19 \cdot 0,81} \cdot 10^3 = 0,263$$

Визначаємо індикаторні питомі витрати палива за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \cdot 10^3 \quad (3.38)$$

$$g_i = \frac{3600}{44000 \cdot 0,263} \cdot 10^3 = 311 \text{ г/кВт} \cdot \text{год.}$$

Розрахункові значення величин p_i , η_i , g_i для сучасних автотракторних двигунів знаходяться у межах $p_i = 0,6 \dots 1,4$ МПа, $\eta_i = 0,26 \dots 0,45$, $g_i = 205 \dots 290$ г/кВт·год [11,16].

3.3.2 Ефективні показники двигуна

Приймаємо середню швидкість поршня $W_{n,cp}$ в межах 12...20 м/с для двигуна легкового автомобіля і 9...16 м/с для двигуна вантажного автомобіля.

Знаходимо середній тиск механічних втрат рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$p_M = a + b \cdot W_{n,cp}, \text{ МПа} \quad (3.39)$$

де $a = 0,049$; $b = 0,0152$

$$p_M = 0,049 + 0,0152 \cdot 14 = 0,262 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$p_e = p_i - p_M \quad (3.40)$$

$$p_e = 0,92 - 0,62 = 0,658 \text{ МПа.}$$

Механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) враховує механічні втрати двигуна і визн рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i} \quad (3.41)$$

$$\eta_M = \frac{0,658}{0,92} = 0,72$$

Ефективний ККД враховує теплові і механічні втрати двигуна і визначається за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$\eta_e = \eta_M \cdot \eta_i \quad (3.42)$$

$$\eta_e = 0,72 \cdot 0,263 = 0,19.$$

Питомі ефективні витрати палива визначаю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \cdot 10^3 \quad (3.43)$$

$$g_e = \frac{3600}{44000 \cdot 0,19} \cdot 10^3 = 430 \text{ г/кВт} \cdot \text{год.}$$

Для сучасних автотракторних двигунів $p_e = 0,5 \dots 1,1$ МПа, $\eta_e = 0,22 \dots 0,30$, $g_e = 270 \dots 350$ г/кВт·год.

Погодинні витрати палива двигуном визначаємо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} \quad (3.44)$$

$$G_T = 430 \cdot 90 \cdot 10^{-3} = 32,5 \text{ кг /год.}$$

3.3.3 Тепловий баланс двигуна

Тепло, що вводиться до циліндрів двигуна, розподіляється за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [11,16]:

$$Q_0 = Q_e + Q_B + Q_z + Q_{н.з} + Q_{з.г}, \text{ Дж/с.} \quad (3.53)$$

У останній формулі складові мають наступні значення.

Загальна кількість теплоти, що вводиться в двигун з паливом рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$Q_0 = \frac{H_u \cdot G_T}{3,6} \quad (3.54)$$

$$Q_0 = \frac{44000 \cdot 32,5}{3,6} = 397222, \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна ефективній роботі за 1 с рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e \quad (3.55)$$

$$Q_e = 1000 \cdot 90 = 90000 \text{ Дж/с.}$$

Теплота, що передається охолоджуючому середовищу рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$Q_B = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n_e^m \cdot \frac{1}{\alpha} \quad (3.56)$$

$$Q_B = 0,50 \cdot 4 \cdot 7,9^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 4500^{0,65} = 114387 \text{ Дж/с}$$

де c - коефіцієнт пропорційності. Для чотиритактних двигунів

$c = 0,45 \dots 0,53$. Приймаємо $c = 0,50$;

i - число циліндрів;

D - діаметр циліндра, см;

m - показник степені. Для чотиритактних двигунів $m = 0,6 \dots 0,7$.

Приймаємо $m = 0,65$;

n_e - кількість обертів колінчастого вала двигуна, хв^{-1} .

Теплота, винесена з відпрацьованими газами [16,17]:

$$Q_2 = \frac{G_T}{3,6} \cdot \left[M_2 \cdot (mc_p)_{t_0}^{t_2} \cdot (T_2 - 273) - M_1 \cdot (mc_p)_{t_0}^{t_c} \cdot (T_c - 273) \right], \text{ Дж/с; } \quad (3.57)$$

де $t_2 = T_2 - 273, \text{ } ^\circ\text{C}$;

$(mc_p)_{t_0}^{t_2}, (mc_p)_{t_0}^{t_c}$ - відповідно теплоємності відпрацьованих газів і свіжого

заряду, $\text{кДж} / (\text{кмоль} \cdot \text{град})$ [11].

Для температури $T_2 = 712 \text{ К}$ $(mc_v''_{t_0}) \approx 25,3 \text{ кДж/ (кмоль} \cdot \text{К)}$ теплоємність відпрацьованих газів рахую рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [11,16]:

$$\left(mc_p'' \right)_{t_0}^{t_2} = \left(mc_v'' \right)_{t_0}^{t_2} + 8,315 = 25,87 + 8,315 = 34,185 \text{ кДж / (кмоль} \cdot \text{К)} .$$

Після підстановки значень параметрів отримуємо рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$Q_2 = 32,5/3,6 \cdot [0,512 \cdot 34,185 \cdot (1000 - 273) - 0,474 \cdot 33,017 \cdot (712 - 273)] = 52850 \text{ Дж / с} .$$

Невраховані втрати теплоти розраховують за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$Q_{н.в.} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_2 + Q_{н.з.}) \quad (3.59)$$

$$Q_{н.в.} = 397222 - (90000 + 14387 + 52850) = 154494 \text{ Дж/с} .$$

Складові теплового балансу зводимо в таблицю [11].

Таблиця 3.2 – Складові теплового балансу двигуна

Складові теплового балансу двигуна	$Q, \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$	$q, \%$
Теплота, еквівалентна ефективній роботі	75 500	19
Теплота, що передається охолоджуючому середовищу	114 378	28,8
Теплота, винесена з відпрацьованими газами	52 850	13,3
Невраховані втрати теплоти	154 494	38,9
Загальна кількість тепла, введена в двигун з паливом	397 222	100

3.4 Побудова індикаторної діаграми

3.4.1 Розрахунок і побудова індикаторної діаграми

Вибираємо масштаби: ходу поршня – $\mu_S = 0,5 \text{ мм/мм}$; тиску – $\mu_p = 0,03 \text{ МПа / мм}$; $V_h = S \cdot AB$ (по осі абсцис). $AB = 92 \text{ мм}$. Знаходимо приведену згідно

з масштабом величину об'єму камери згоряння, рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1} \text{ мм.} \quad (3.60)$$

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{92}{8,2 - 1} = 12,78 \approx 13 \text{ мм.}$$

$$OB = OA + AB = 92 + 13 = 105 \text{ мм.}$$

Визначаємо максимальну висоту індикаторної діаграми розраховується за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$A_z = P_z / \mu p \quad (3.61)$$

$$A_z = 5,45 / 0,04 = 137 \text{ мм.}$$

Відношення висоти індикаторної діаграми до її ширини у нашому випадку становить $137/105 = 1,31$ [11,16].

Знаходимо значення відрізків залежно від раніше визначених величин тиску в характерних точках діаграми показано в таблиця 3.1 [11].

Таблиця 3.3 – Тиску характерних точках індикаторної діаграми

Тиск	Позначення	Значення, МПа	Відрізок	
				мм
Навколишнього середовища	p_0	0,1	AP_0	2,5
У кінці процесу впуску	p_a	0,088	Ba	2,2
У кінці процесу стиску	p_c	1,51	AC	33,75
У кінці процесу згоряння	p_z	5,45	AZ	137
У кінці процесу розширення	p_b	0,38	BP_b	9,5
Залишкових газів	p_r	0,116	A_z	2,9

Для розрахунку значень координат політроп стиску і розширення скористаємось аналітичним способом [13].

Координати політропи стиску розраховуємо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [6]:

$$p_{xc} = p_a \cdot (V_a/V_x)^{n1} = 0,09 \cdot (V_a/V_x)^{1,36} \quad (3.62)$$

Значення об'єму V_a відповідає абсцисі OB , значення $V_x - OX$ і знаходяться у межах від $V_x = V_a = OB$ до $V_x = V_c = OA$. Тобто, відношення $V_a / V_x = OB / OX = 1 \dots \varepsilon$ [16].

Координати політропи розширення розраховуємо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$p_{xp} = p_b \cdot (V_a / V_x)^{n2} = 0,37 \cdot (V_a / V_x)^{1,26} \quad (3.63)$$

Для зручності при розрахунках використаємо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$p_{xc} / \mu_p = p_a / \mu_p \cdot (OB / OX)^{n1} = 0,088 / 0,04 \cdot (OB / OX)^{1,36} \quad (3.64)$$

$$p_{xp} / \mu_p = p_b / \mu_p \cdot (OB / OX)^{n2} = 0,38 / 0,04 \cdot (OB / OX)^{1,26} \quad (3.65)$$

Задаючи послідовно значення $V_x = OX$ і розв'язуючи наведені рівняння, отримуємо координати точок політроп стиску і розширення показано таблиця 2.3. Перша точка $V_x = OX = 9$ відповідає об'єму камери згоряння [11,16].

Таблиця 3.4 – Дані для побудови індикаторної діаграми

№ точки	OX, мм	OB / OX	Політропа стиску			Політропа розширення		
			$(OB/OX)^{1,36}$	p_{xc} , МПа	p_{xc}/μ_p , мм	$(OB/OX)^{1,26}$	p_{xp} , МПа	p_{xp}/μ_p , мм
1	13	8,08	16,78	1,51	37,75	13,90	5,45	136,25
2	18	6,00	11,23	0,989	24,71	9,56	3,63	90,82
3	26	4,00	6,50	0,572	14,3	5,74	2,18	54,49
4	35	3,00	4,41	0,388	9,69	3,99	1,52	37,92
5	44	2,40	3,26	0,287	7,17	3,01	1,15	28,63
6	53	2,00	2,55	0,224	5,61	2,39	0,91	22,75
7	61	1,71	2,07	0,182	4,55	1,97	0,75	18,74
8	70	1,50	1,73	0,152	3,80	1,67	0,63	15,83
9	79	1,33	1,47	0,130	3,24	1,44	0,55	13,65
10	88	1,20	1,28	0,113	2,81	1,26	0,48	11,95
11	96	1,09	1,12	0,099	2,47	1,12	0,42	10,6
12	105	1,00	1,00	0,088	2,20	1,00	0,38	9,5

Отримані, за результатами розрахунку, значення тиску у відповідному масштабі наносять на діаграму: для НМТ – p_a, p_b ; для ВМТ – p_k, p_c, p_{zd} , для політроп стискування і розширення [113,16].

У випадку графічного додавання сил тиску газів і сил інерції показано на рисунок 3.3 індикаторну діаграму по осі ординат у розгорнутому вигляді будують у масштабі $\mu P = \mu_p \cdot F_n$ [11].

3.4.2 Скруглення індикаторної діаграми

У сучасних швидкохідних двигунах початок випуску відпрацьованих газів (відкриття клапана) проводять за $40...80^\circ$ до НМТ (точка r'), а закриття клапана – після $15...60^\circ$ за ВМТ (точка a'), причому більш швидкохідним двигунам відповідають більші значення кута. Кути відкриття і закриття впускних клапанів: відкриття – $9...35^\circ$ до ВМТ; закриття – $40...80^\circ$ після НМТ.

Для врахування фаз газорозподілу і кута випередження запалювання на характер зміни індикаторної діаграми скористаємось даними, які наведено в таблиці 3.5 [11,16].

Таблиця 3.5-Фази газорозподілу двигуна і позначення точками на діаграмі

Фази газорозподілу, кут випередження запалювання	Кут повороту колінчастого валу, градус	Позначення точки на діаграмі
Відкриття впускного клапана до ВМТ	16	r'
Закриття впускного клапана після НМТ	60	a''
Відкриття впускного клапана до НМТ	62	b'
Закриття впускного клапана після ВМТ	28	a'
Кут випередження запалювання до ВМТ	25	c'

Кути відкриття і закриття клапанів для конкретних двигунів наведено в технічній літературі і інструкціях по експлуатації двигунів [13,16].

Абсциса кожної з названих раніше характерних точок визначається графічно за методом проф. Брікса Ф.А за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

Для цього, під індикаторною діаграмою будується півколо діаметру, що дорівнює ходу поршня. З центра півкола O в бік НМТ відкладається в масштабі діаграми поправка Брікса, за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [16]:

$$\Delta = \frac{R \cdot \lambda_{ш}}{2}, \text{мм}, \quad (3.66)$$

де $\lambda_{ш}$ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна.

Отримують точку O' . З точки O' проводять довільним радіусом (доцільно більшим за $R(1 + \lambda_{ш}/2)$) півколо, яке ділять на 12 (або більше) рівних частин, а потім – з центра O' проводять ряд променів під кутами, які проходять через точки поділу півкола з центром O' до кола з центром O . Півколо більшого радіусу витирають ластиком. Точки перетину променів з головним півколом, починаючи від нуля (ВМТ) позначають через кожні 30° . Всього 24 точки. При цьому кожна точка матиме декілька номерів [11,16].

Для визначення тиску на індикаторній діаграмі, що відповідає заданому повороту кривошипа, відкладають указаний кут на півколі діаграми Брікса відносно точки O' і проєктують отриману точку перетину відповідного променя і півкола на індикаторну діаграму [16].

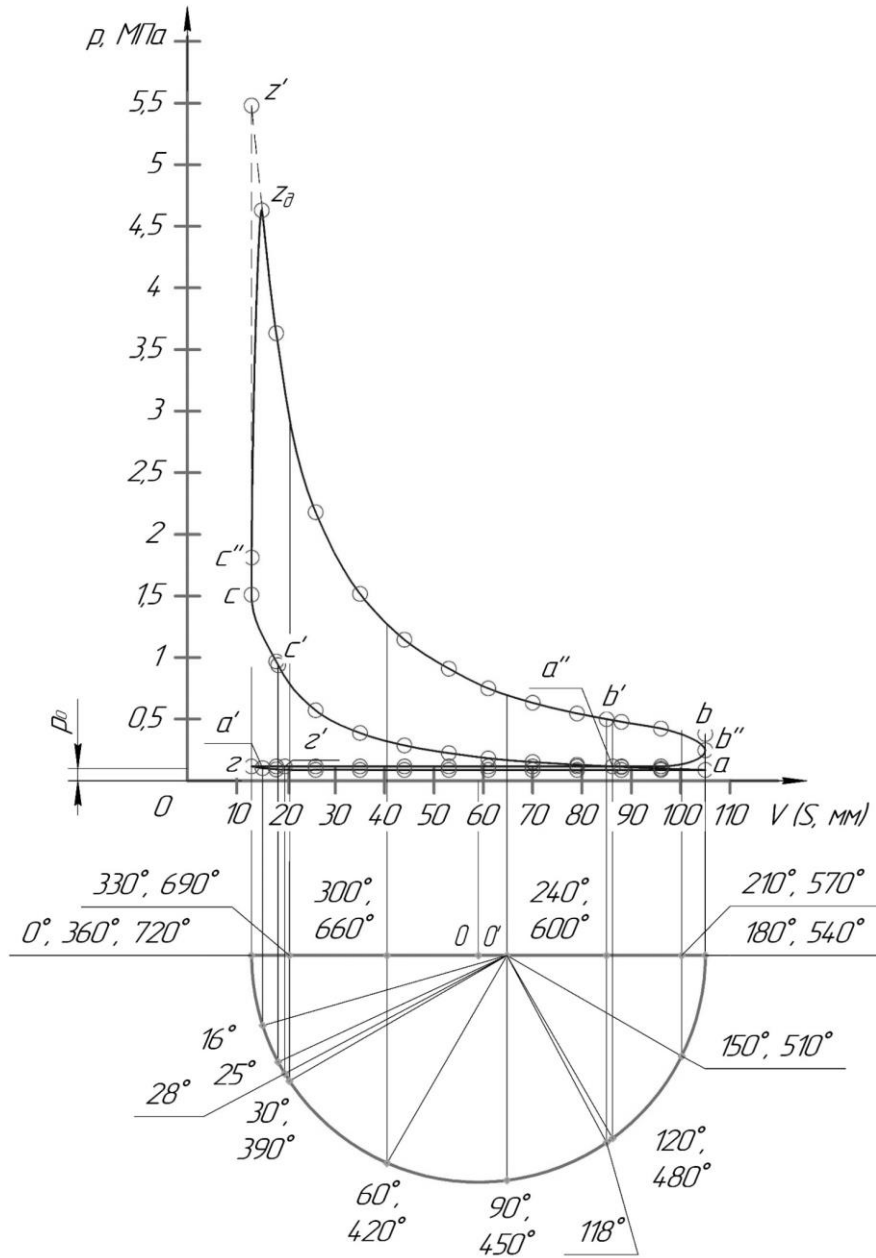


Рисунок 3.3 Індикаторна діаграма робочого циклу бензинового двигуна у згорнутому вигляді

3.5 Кінематика і динаміка кривошипно-шатунного механізму (КШМ)

3.5.1 Кінематика кривошипно-шатунного механізму

Розрахунок кінематики кривошипно-шатунного механізму зводиться до визначення переміщення, швидкості та прискорення поршня. При цьому

приймається, що колінчастий вал обертається з постійною кутовою швидкістю ω (у дійсності за рахунок постійної зміни газових навантажень на поршень та деформації колінчастого вала $\omega \neq \text{const}$). Це припущення дозволяє розглядати усі кінематичні величини у вигляді функціональної залежності від кута повороту колінчастого вала φ , який при $\omega = \text{const}$ пропорційний часу [11,15,17].

Формули для визначення кінематичних характеристик КШМ мають наступний вигляд [13,16]:

–переміщення поршня, рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [17]:

$$S_x = R \cdot \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda_{ш}}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right], \text{ м}; \quad (3.67)$$

–швидкості поршня, рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [17]:

$$V_x = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_{ш}}{2} \cdot \sin 2\varphi \right), \text{ м/с}, \quad (3.68)$$

–прискорення поршня, рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [17]:

$$j_x = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_{ш} \cdot \cos 2\varphi), \text{ м/с}^2. \quad (3.69)$$

Для бензинового двигуна, який проектується, рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [6]:

–радіус кривошипа, рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [17]:

$$R = \frac{S}{2} \quad (3.70)$$

$$R = \frac{92}{2} = 46 \text{ мм};$$

–довжина шатуна, рахую з за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [17]:

$$L_{ш} = \frac{R}{\lambda_{ш}} \quad (3.71)$$

$$L_{\text{ш}} = \frac{46}{0,25} = 184 \text{ мм};$$

–кутова швидкість колінчастого вала, рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [17]:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (3.72)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 4500}{30} = 545 \text{ рад/с},$$

–площа дна поршня, рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [17]:

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (3.73)$$

$$F_n = \frac{3,14 \cdot 92^2}{4} \cdot 10^{-6} = 0,00671 \text{ м}^2.$$

Переміщення, швидкість і прискорення поршня визначимо, скориставшись системою MathCad і наведеним нижче алгоритмом [11,15,17].

$$\lambda := 0.27 \quad R := 40.5 \cdot 10^{-3} \quad \omega := 545 \quad N := 24 \quad i := 0..N \quad \phi_i := \pi \cdot \frac{i}{6}$$

$$S(\phi) := R \cdot \left[(1 - \cos(\phi)) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \phi)) \right] \quad V(\phi) := R \cdot \omega \cdot \left(\sin(\phi) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \phi) \right)$$

$$j(\phi) := R \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\phi) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \phi))$$

$$S_i := S(\phi_i) \quad V_i := V(\phi_i) \quad j_i := j(\phi_i)$$

Чисельні значення переміщення, швидкості, прискорення поршня за робочий цикл, залежно від кута повороту колінчастого вала, зведено в таблицю 3.6, а графіки указаних залежностей, побудовані також у системі MathCad, наведено на рисунку 3.5 [11,15].

Таблиця 3.6 –Переміщення, швидкість і прискорення поршня

φ^0	$S_x, \text{ м}$	$V_x, \text{ м/с}$	$J_x, \text{ м/с}^2$
0	0	0	18397
30	0,008	15.8	14589
60	0.027	25.3	5518

90	0.052	26.1	-3689
120	0.073	19.7	-9204
150	0.087	10.2	-10910

Продовження таблиці 3.6

180	0.092	0	-11042
210	0.087	-10.2	-10911
240	0.073	-19.7	-9204
270	0.052	-26.1	-3689
300	0.027	-25.4	5518
330	0,008	-15.8	14589
360	0	0	18397
390	0,008	15.8	14589
420	0.027	25.4	5518
450	0.052	26.1	-3689
480	0.073	19.7	-9204
510	0.087	10.2	-10911
540	0.092	0	-11042
570	0.087	-10.2	-10911
600	0.073	-19.7	-9204
630	0.052	-26.1	-3689
660	0.027	-25.4	5518
690	0,008	-15.8	14589
720	0	0	18397

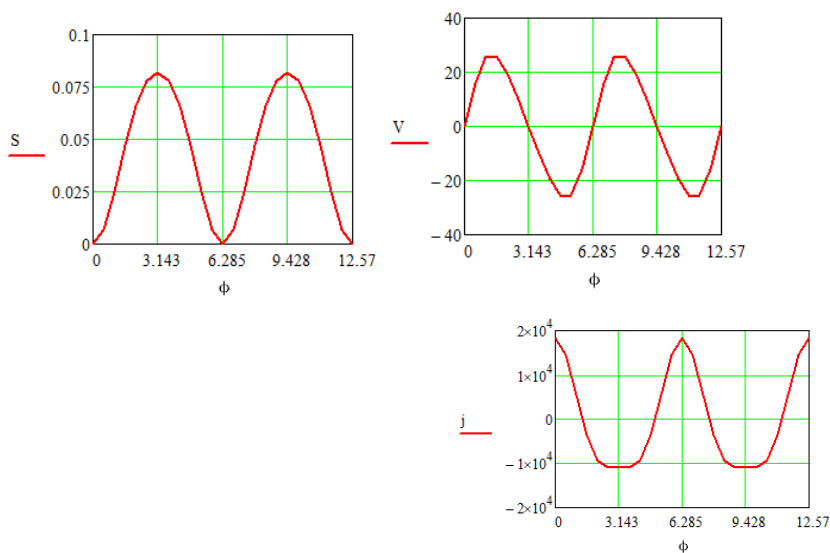


Рисунок 3.5 – Графіки переміщення, швидкості, прискорення поршня

(a – переміщення, b – швидкість, v – прискорення)

3.5.2 Динаміка кривошипно-шатунного механізму

Сумарна сила, яка діє на поршень P_{Σ} визначається за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [17]:

$$P_{\Sigma} = P_{\tilde{a}} + P_j, \quad (3.74)$$

де $P_z = (p_i - p_0) \cdot F_n$ – сила тиску газів, що діють на поршень;

P_i – сили інерції, що діють на поршень [11,17].

3.5.3 Визначення сил інерції

При наближеному розрахунку масу шатуна приводять до маси, яка здійснює зворотно-поступальний рух (поршень, палець), і до маси, що здійснює обертальний рух навколо осі вала (незрівноважена частина колінчастого вала). Для існуючих конструкцій автотракторних двигунів рекомендується приймати частину маси шатуна, віднесену до пальця, $m_1 = 0.2 \dots 0.3 m_{ш}$, а масу, віднесену до кривошипної головки – $m_2 = 0.7 \dots 0.8 m_{ш}$ [11,17].

Прийmemo для розрахунку $m_1 = 0.275 m_{ш}$, $m_2 = 0.725 m_{ш}$.

Взявши масу шатуна за прототипом (419) $m_{ш}=0,93$ кг, знаходимо $m_1=0.275$ кг, $m_2=0.725$ кг [11,15,17].

Споряджена маса поршня, кілець, пальця за прототипом кг. Отже, $m_n=0.650$ маса деталей, які здійснюють зворотно-поступальний рух $m_j=0.906$ кг, а маса деталей, які здійснюють обертальний рух навколо осі колінчастого вала, $m_R=1,604$ кг [11].

Визначаємо сили інерції мас кривошипно-шатунного механізму, які здійснюють обертальний і зворотно-поступальний рухи [15].

Силу інерції мас, які здійснюють обертальний рух, визначаємо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [11,16]:

$$K_{\text{рт}} = -m_R \cdot R \cdot \omega^2 \text{ Н.} \quad (3.75)$$

Визначаємо силу інерції мас, які здійснюють зворотно-поступальний рух, рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [15]:

$$P_j = -m_j \cdot j = -m_j R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_{\text{ш}} \cdot \cos 2\varphi), \text{Н.} \quad (3.76)$$

Значення сили інерції P_j , сили тиску газів і сумарні сили залежно від кута повороту колінчастого вала наведено в таблиці 3.7 [11,16].

Таблиця 3.7– Складові і сумарна сили, що діють на поршень двигуна

φ^0	p_i , МПа	p_z , МПа	P_z , Н	P_j , Н	P_Σ , Н
0	0,1	0	0	-16661	-16661
30	0,088	-0,012	-80.4	-13209	-13297
60	0,088	-0,012	-80.4	-4999	-5082
90	0,088	-0,012	-80.4	3334	3253
120	0,088	-0,012	-80.4	8331	8251
150	0,088	-0,012	-80.4	9879	9797
180	0,088	-0,012	-80.4	9996	9918
210	0,099	-0,001	-6.7	9878	9871
240	0,130	0,03	203	8331	8531
270	0,182	0,082	551.4	3334	3882
300	0,287	0,187	1253.9	-4999	-3746
330	0,572	0,472	3163.4	-13215	-10047
360	1,51	1,41	9449	-16661	-7215
375	4,63	4,53	30353	-15759	14595
390	3,63	3,53	23653	-13209	10445
420	1,52	1,42	9515	-4999	4516
450	0,91	0,81	5429	3334	8762
480	0,63	0,53	3549	8331	11893
510	0,48	0,38	2554	9878	12425
540	0,38	0,28	1877	9996	11885
570	0,116	0,016	106.2	9879	9983
600	0,116	0,016	106.2	8331	8434
630	0,116	0,016	106.2	3334	3443
660	0,116	0,016	106.2	-4999	-4890
690	0,116	0,016	106.2	-13208	-13100

720	0,1	0	0	-16661	-16661
-----	-----	---	---	--------	--------

Криву сил інерції мас, що рухаються зворотно-поступально, можна отримати також графічним способом у системі координат $P_j - V$,

Для цього по осі абсцис відкладаємо силу $P_{j\text{ВМТ}} = P_{j0}$ (точка Н) і $P_{j\text{НМТ}} = P_{j180}$ (точка D на графіку сил інерції). Точки Н і D з'єднуємо прямою; з точки Е перетину цієї прямої з віссю абсцис вертикально вгору відкладаємо відрізок EE' , величина якого визначається за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [11,15]:

$$EE' = 3 \cdot m_j \cdot \lambda_{\text{ш}} \cdot R \cdot \omega^2 \text{ Н.} \quad (3.77)$$

$$EE' = 3 \cdot 0.906 \cdot 0,042 \cdot 565,49^3 \cdot 0,25 = 9126 \text{ Н.}$$

Ділимо відрізки HE' і DE' на рівну кількість частин. Отримані однойменні точки 1, 1', ... з'єднуємо прямими. Далі проводимо дотичну криву до вказаних прямих і отримуємо графік сил інерції мас, що рухаються зворотно-поступально [11,15].

Щоб перебудувати графік $P_j = f(x)$ у графік $P_j = f(\varphi)$, використовується метод Брікса, графік нижче [11,16].

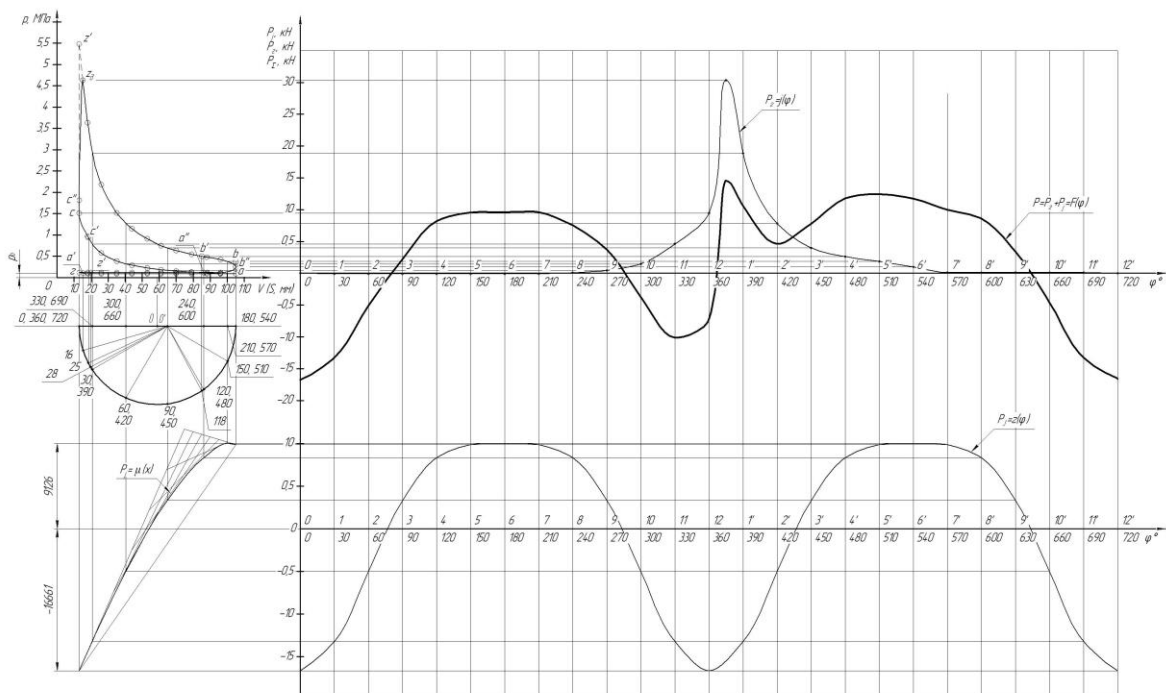


Рисунок 3.6 – Індикаторна діаграма робочого циклу бензинового двигуна

3.5.5 Сумарні сили, які діють у кривошипно-шатунному механізмі

Нормальна сила N , яка діє на циліндр, перпендикулярно до його осі, визначається за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [11,15]:

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н.} \quad (3.78)$$

Сила S , що діє вздовж осі шатуна і передається кривошипу, визначається за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [11,15]:

$$S = P_{\Sigma} / \cos \beta, \text{ Н.} \quad (3.79)$$

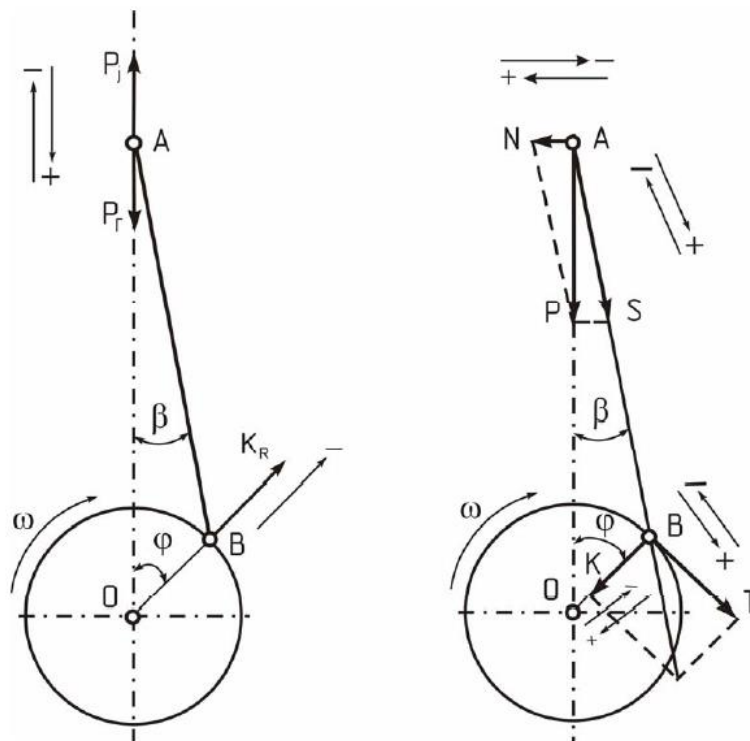


Рисунок 3.7 – Сили, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму

Силу S можна розкласти на дві складові:

- тангенціальну силу T , яка визначається за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [15]:

$$T = \frac{P_{\Sigma} \cdot \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н} \quad (3.80)$$

Силу K , спрямовану вздовж кривошипу, яка визначається за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [15]:

$$K = \frac{P_{\Sigma} \cdot \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н} \quad (3.81)$$

Кут β , що входить до наведених формул, визначається за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [15]:

$$\beta = \arcsin(\lambda_{\text{III}} \cdot \sin \varphi). \quad (3.82)$$

Крутний момент, прикладений до кривошипу вала, визначається за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [15]:

$$M = T \cdot R, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.83)$$

Результати розрахунку вказаних сил, отримані для різних кутів повороту колінчастого вала, зводять до таблиці 3.8 [11].

Таблиця 3.8– Сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі залежно від кутів φ і β

φ°	β°	$N, \text{ Н}$	$S, \text{ Н}$	$T, \text{ Н}$	$K, \text{ Н}$	$M, \text{ Н}\cdot\text{м}$
0	0	0	-16661	0	-16661	0
30	7,18	-1675	-13405	-8098	-10671	-373
60	12,51	-1137	-5203	-4972	-1575	-229
90	14,48	852	33599	3263	-843	151
120	12,5	1838	8451	6041	-5723	289
150	7,18	1245	9882	3852	-9116	178
180	0	0	9926	0	-9918	0
210	-7,18	-1245	9958	-3869	-9173	-177
240	-12,51	-1898	8747	-6453	-5923	-299
270	-14,48	-1013	4019	-3892	-1013	-181
300	-12,51	852	-3847	3669	-1164	179
330	-7,18	1278	-10136	6131	-8078	281
360	0	0	-7213	0	-7213	0
390	7,18	1327	10515	6372	8397	294
420	12,51	1013	4635	4425	1398	204
450	14,48	2273	9058	8761	-2273	404
480	12,51	2646	12172	8983	-8226	414

510	7,18	1576	12521	4867	-11553	224
540	0	0	11883	0	-11883	0

Продовження таблиці 3.8

570	-7,18	-1258	10073	-3913	-9286	-181
600	-12,51	-1871	8653	-6382	-5845	-294
630	-14,48	-888	3563	-3449	-889	-159
660	-12,51	1085	-5021	4789	-1518	221
690	-7,18	1650	-13215	7982	-10543	368
720	0	0	-16671	0	-16661	0

Крутний момент як правил , знаходять шляхом графічного додавання кривих крутних моментів для окремих моментів циліндрів. Крутний момент для окремих циліндрів чотиритактного двигуна має бути зміщений один від одного на кутовий інтервал , рівний 180° [11,15].

Таблиця 3.9– Значення крутного моменту в кожному циліндрі в Н·м

φ^0	M_1	M_2	M_3	M_4	$M_{\text{сум}}$
0	0	0	0	0	0
30	-373	-178	-181	294	-437
60	-229	-297	-294	204	-615
90	151	-178	-159	404	217
120	288	169	221	414	1089
150	177	280	368	224	1048
180	0	0	0	0	0

Середнє значення крутного моменту $M_{\text{крп}}$ визначають за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [15]:

$$M_{\text{крп}} = \frac{F_1 - F_2}{OA} \cdot \mu_M, \quad (3.83)$$

де F_1, F_2 – відповідно додатна і від’ємна площі діаграми в мм^2 ,

μ_M , Н·м / мм – прийнятий масштаб крутного моменту,

OA – довжина по осі абсцис кутового інтервалу.

$F_1=6576,05 \text{ мм}^2$, $F_2=1537,66 \text{ мм}^2$, $OA=90 \text{ мм}$, $\mu_M=10 \text{ Н*м / мм}$.

$M_{ксп}=225,3 \text{ Н*м}$ [11,15].

Ефективний крутний момент визначається за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [15]:

$$M_e = M_{ксп} \cdot \eta_M \quad (3.84)$$

де η_M – механічний ККД двигуна [11,15].

$$M_e = 225,3 \cdot 0,72 = 162,22 \text{ Н*м}$$

3.5.6 Сумарні сили, що діють на шатунні шийки колінчастого вала

Сумарні сили, що діють на шатунну шийку колінчастого вала, визначають аналітичним або графічним методами. Останній – використовується частіше, оскільки він зорієнтовний на побудову полярної діаграми зручним графічним методом [11,15].

При побудові полярної діаграми обертання колінчастого вала штучно зупиняють, надавши обертання циліндру у протилежному напрямку з частотою обертання колінчастого вала (проти ходу стрілки годинника) [13,16].

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку колінчастого вала дорівнює сумі сили, що діє вздовж осі шатуна S , і відцентрової сили K_{rui} яка діє вздовж радіуса кривошипу рахку за показаною формулою для розрахунку рівняння [11,15]:

$$\vec{R}_{шш} = \vec{S} + \vec{K}_{rui} \quad (3.85)$$

У свою чергу силу S можна розкласти на складові T по горизонталі (при «зупиненому» кривошипі) і K – по вертикалі (складова, що діє вздовж осі кривошипа). Тобто, сила, яка діє вздовж осі кривошипа (позначимо її P_k), визначається за показаною формулою для розрахунку рівняння [16]:

$$\vec{P}_k = \vec{K} + \vec{K}_{rui} \quad (3.86)$$

(векторна форма виразу вказує на необхідність врахування знака сил – «+», «-»)

При побудові полярної діаграми проводять горизонтальну і вертикальну осі координат (точка O початок координат). Сила $K_{\text{ш}}$ має завжди один напрямок і, у нашому випадку, за величиною не змінюється. Тому, при визначенні графічним способом результуючого вектора $\vec{R}_{\text{шш}}$ зручно полюс, з якого здійснюється знаходження результуючого вектора, перемістити в точку $O_{\text{ш}}$. Далі, з кінця вказаного вектора відкладають вектори \vec{T} , і \vec{K} з урахуванням знаку, після додавання яких знаходять вектор \vec{S} , а потім – результуючу силу $\vec{R}_{\text{шш}}$ для того чи іншого кута повороту колінчастого вала [11,15,16].

Кінці векторів $\vec{R}_{\text{шш}}$, які знаходять для кутів $0^\circ, 30^\circ, \dots, 720^\circ$ з'єднують плавною кривою. В результаті отримують полярну діаграму навантаження шатунної шийки колінчастого вала показана на рисунку 3.8 [11,15,16].

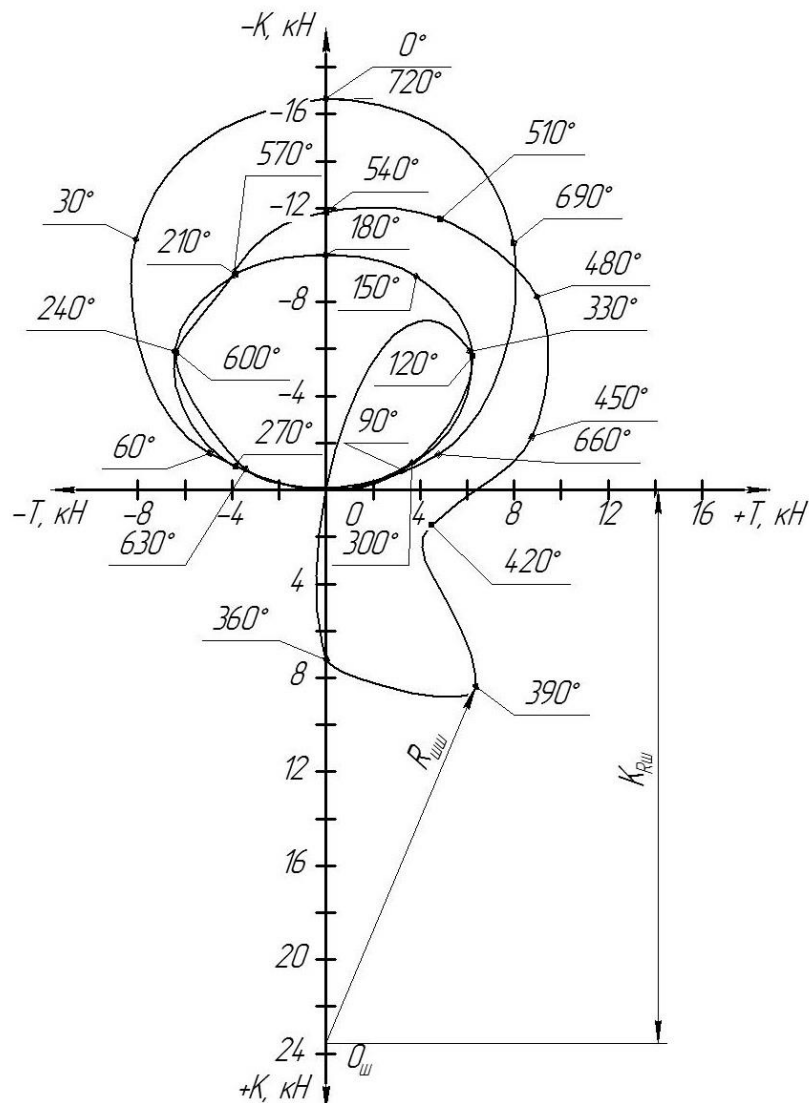


Рисунок 3.8 – Діаграма навантаження шатунної шийки колінчастого вала

3.5.7 Діаграма зносу шатунної шийки колінчастого вала

Припускаємо, що знос шатунної шийки колінчастого вала пропорційний силам, що діють на шийку, і відбувається в секторі 60° по обидві сторони від напрямку кожної сили. Тоді діаграму зносу шийки колінчастого вала будемо у такий спосіб [11,15].

До кола, яке зображує шатунну шийку, спрямовуємо промені \bar{R}_{umi} для кутів $0^{\circ}, 30^{\circ}, \dots, 720^{\circ}$, які за напрямом і величиною співпадають з відповідними значеннями на полярній діаграмі. Всередині кола шийки вала проводимо у межах $\pm 60^{\circ}$ від точки прикладання відповідної сили \bar{R}_{umi} полоски, пропорційні цій силі. Сумарна площа полосок у підсумку представляє собою діаграму зносу шатунної шийки колінчастого вала показана на рисунку 3.9 [11,15,17].

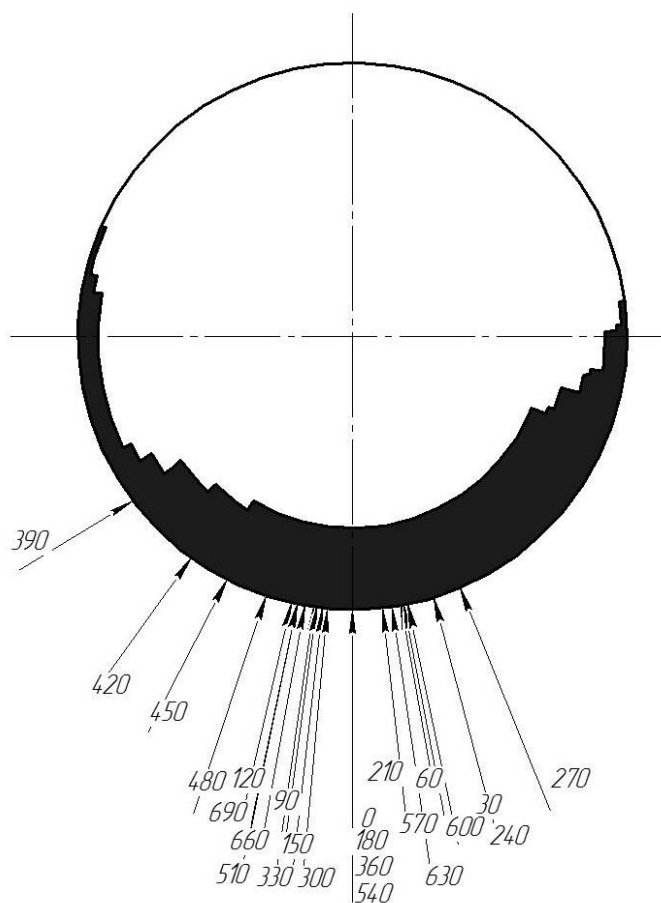


Рисунок 3.9 – Діаграма зносу шатунної шийки колінчастого вала

3.5.8 Визначення набігаючих моментів, що діють на колінчастий вал

Корінні шийки колінчастого вала переважно розраховують на скручування, тому необхідно знати амплітуду крутного моменту, що передається валом. Для цього визначають набігаючі моменти на корінні шийки колінчастого вала. Крутний момент від двигуна передається споживачу зі сторони маховика, де він має максимальне значення. У той же час, крутний момент, що знімається з першої корінної шийки вала, незначний і ним, як правило, нехтують (приймають рівним нулю) [11,15,17].

Розрахунок набігаючих моментів для інших шийок проводять згідно з порядком роботи циліндрів двигуна. Результати визначення набігаючих моментів наведено в таблиці 3.10 [11].

Таблиця 3.10 – Значення набігаючих моментів для корінних шийок колінчастого вала

φ^0	$M_k, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{\text{ш1}}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{\text{кш2}} = M_1 \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_2, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{\text{кш3}} = M_{\text{кш2}} + M_2, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_3, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{\text{кш4}} = M_{\text{кш3}} + M_3, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_4, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{\text{кш5}} = M_{\text{кш4}} + M_4, \text{Н}\cdot\text{м}$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
30	-373	0	-373	-189	-556	-183	-731	295	-439
60	-228	0	-228	-297	-526	-295	-821	205	-615
90	153	0	153	-183	-31	-159	-198	405	218
120	288	0	288	179	457	221	677	414	1089
150	176	0	176	292	459	369	828	225	1051
180	0	0	0	0	0	0	0	0	0
210	-179	0	-179	-181	-359	295	-65	-376	-439
240	-298	0	-298	-295	-592	205	-387	-229	-615
270	-181	0	-181	-169	-337	405	67	151	217
300	179	0	179	231	389	415	805	289	1089
330	282	0	282	378	649	224	883	179	1049
360	0	0	0	0	0	0	0	0	0
390	-181	0	-181	299	115	-373	-261	-179	-437
420	-294	0	-294	214	-90	-229	-329	-299	-615
450	-159	0	-159	414	245	151	397	-181	217
480	223	0	223	414	634	298	921	169	1089
510	367	0	367	225	590	176	768	282	1049

540	0	0	0	0	0	0	0	0	0
570	295	0	295	-375	-81	-179	-257	-181	-437

600	206	0	206	-239	-27	-298	-323	-294	-616
630	407	0	407	151	556	-179	375	-159	218
660	415	0	415	298	706	168	869	221	1092
690	228	0	228	187	402	281	681	369	1047
720	0	0	0	0	0	0	0	0	0

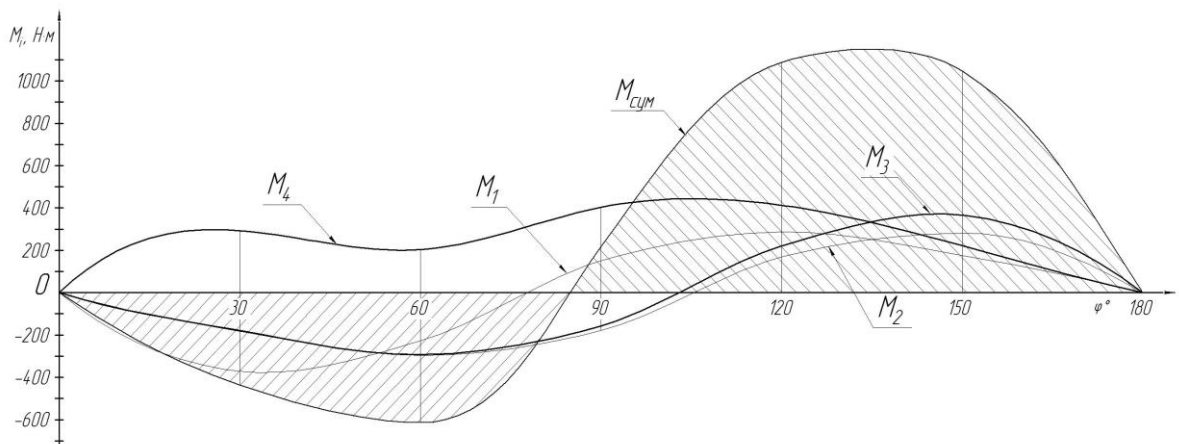


Рисунок 3.10 - Діаграма набігаючих моментів для корінних шийок колінчастого вала

Дані в розділ розрахунку двигуна бралися з вказаних джерел за посиланням [9,11,12,15,16,17].

4 РОЗРАХУНОК ПОКАЗНИКІВ ДИНАМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛЯ

4.1 Показники динамічності при рівномірному русі

В момент визначення рівномірного рух малогабаритної вантажівки визначають певні показники тягової динамічності, а саме значення коефіцієнтів опору дороги ψ_{\max} при русі авто на нижчій передачі; максимальну швидкість V_{\max} руху при заданих дорожніх умовах експлуатації вантажівки; та ψ_v – на вищій передачі, й відповідні їм величини динамічного фактора D_{\max} і D_v малогабаритної вантажівки [10].

Розраховуючи задані дані користуються методами силового балансу для побудови динамічної характеристики вантажівки, це графо-аналітичні методи розрахунку, представлені у вигляді певних графіків [10].

4.2 Метод силового балансу

Рахую рушійні сили врівноважуються дією сил опору руху за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [10,13]:

$$P_T = M_{\text{кол}} / \Gamma_K = P_{fk} \pm P_h + P_w \pm P_j = P_\psi + P_w \pm P_j; \quad (4.1)$$

де $M_{\text{кол}}$ – крутний момент, що підводиться до коліс авто;

$P_\psi = P_{fk} \pm P_h$ – спільний опір руху автомобіля від втрат на підйом та кочення коліс розраховують за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [10,13]:

$$P_\psi = P_{fk} \pm P_h = M_a \cdot g (f_k \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) = M_a \cdot g \cdot \psi; \quad (4.2)$$

При малих α ($i = 0$) і $\psi = f_k + i = f_k$.

Розраховуючи при рівномірному руху авто її сила інерції P_j дорівнює нулю, а рівняння ($P_T = M_{\text{кол}} / \Gamma_K = P_{fk} \pm P_h + P_w \pm P_j = P_\psi + P_w \pm P_j$) за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [10,13]:

$$P_T = P_\psi + P_w; \quad (4.3)$$

При вирішенні задач, пов'язаних з визначенням динамічних властивостей

Автомобіля легкового, користуються тяговою характеристикою легковика. При цьому використовується зовнішня швидкісна характеристика двигуна [11].

Тягову характеристику будують, за допомогою метода А.Н. Островцева.

Даний метод представляє собою графіки залежностей $P_T=f(V)$ та $P_a = P_T - P_w = f(V)$;

де P_a – вільна сила, що представляє собою різницю між силою опору повітря та тяги.

$P_\psi = f(\psi)$ – сили опору дороги від коефіцієнта дорожнього опору при різному завантаженні автомобіля.

$P_{зч}=f(\varphi)$ – максимальної сили зчеплення за умовами зчеплення ведучих коліс з дорогою, також – сили тяги від коефіцієнта зчеплення при різному завантаженні вантажівки [10,13]:

Рахую на різних передачах швидкості руху автомобіля залежно від частот обертання колінчастого вала n_e за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [10,13]:

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n_e}{60 \cdot i_0 \cdot i_{ki} \cdot i_d}, \text{ м/с.} \quad (4.4)$$

Рахую силу тяги P_T на ведучих колесах автомобіля користуюсь за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [13]:

$$P_m = \frac{M_e i_0 i_{ki} i_d \eta_m}{r_k} \quad (4.5)$$

Розраховуючи силу опору повітря P_w руху автомобіля користуємось за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [13]:

$$P_w = K_B \cdot F \cdot V^2, \text{ Н} \quad (4.6)$$

Розраховуючи вільну силу P_a , - різниця між силою тяги і силою опору повітря користуємось за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [13]:

$$P_a = P_T - P_w, \quad (4.7)$$

Таблиця 4.1 – Показники тягової характеристики автомобіля

Передача	Показники	Значення показників при відповідних n_e і M_e					
№	$n_e, \text{хв.}^{-1}$	800	1600	2400	3200	4000	4500
	$M_e, \text{Нм}$	464,4	490,2	502,3	494,7	446,5	436,1
1 - ша	$V, \text{м/с}$	1,47	2,5	3,5	4,5	5,59	6,6
	$P_T, \text{Н}$	15847	16831	17178	16984	15322	14980
	$P_w, \text{Н}$	5	15	28	48	72	99
	$P_a, \text{Н}$	15842	16816	17150	16936	15250	14881
2 – га	$V, \text{м/с}$	2,18	3,7	5,23	6,76	8,3	9,8
	$P_T, \text{Н}$	10735	11328	11564	11436	10342	10092
	$P_w, \text{Н}$	12	33	64	112	159	227
	$P_a, \text{Н}$	10723	11295	11500	11324	10183	9865
3 - тя	$V, \text{м/с}$	3,24	5,5	7,78	10	12,3	14,6
	$P_T, \text{Н}$	7227	7622	7778	7689	6941	6789
	$P_w, \text{Н}$	26	71	137	229	343	482
	$P_a, \text{Н}$	7201	7551	7641	7460	6598	6307
4 - та	$V, \text{м/с}$	4,8	8,2	11,3	14,9	18,3	21,7
	$P_T, \text{Н}$	4858	5127	5233	5178	4665	4561
	$P_w, \text{Н}$	54	152	299	499	751	1053
	$P_a, \text{Н}$	4804	4975	4934	4679	3914	3508
5-та	$V, \text{м/с}$	7,2	12,2	17,2	22,4	27,6	31,9
	$P_T, \text{Н}$	3270	3452	3526	3485	3144	3074
	$P_w, \text{Н}$	116	331	662	1098	1649	2311
	$P_a, \text{Н}$	3154	3121	2864	2387	1495	763

Виравовуючи з наступних показаних формул для розрахунку рівняння [10,131,8]:

$$P_{\psi} = \psi (M_0 + M_x)g, \text{ Н}; \quad (4.8)$$

$$P_{зч} = \varphi \cdot M_{зч} g, \text{ Н}, \quad (4.9)$$

де M_0 – споряджена маса автомобіля, кг;

M_x – маса завантаженого автомобіля, кг;

$M_{зч}$ – маса автомобіля, яка припадає на ведучі колеса, при відповідному

стані завантаження, кг;

φ – коефіцієнт зчеплення ($\varphi = 0,1 \dots 0,8$). $M_{зч}$ визначаємо при нульовому і повному завантаженнях. Для інших станів завантаження приблизно приймають, що зчїпна маса пропорційна загальній масі автомобіля й рахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [10,14]:

$$M_{зч} = M_{20} + k_G \cdot M_x, \quad (4.10)$$

де M_{20} – частина спорядженої маси автомобіля, яка приходить на ведучі колеса;

k_G -коефіцієнт завантаження; $k_G = 0; 0,25; 0,5; 0,75; 1,0$.

Беру дані з таблиці 4.1, й будуємо графік, яке показано на рисунку 4.1 [10,14].

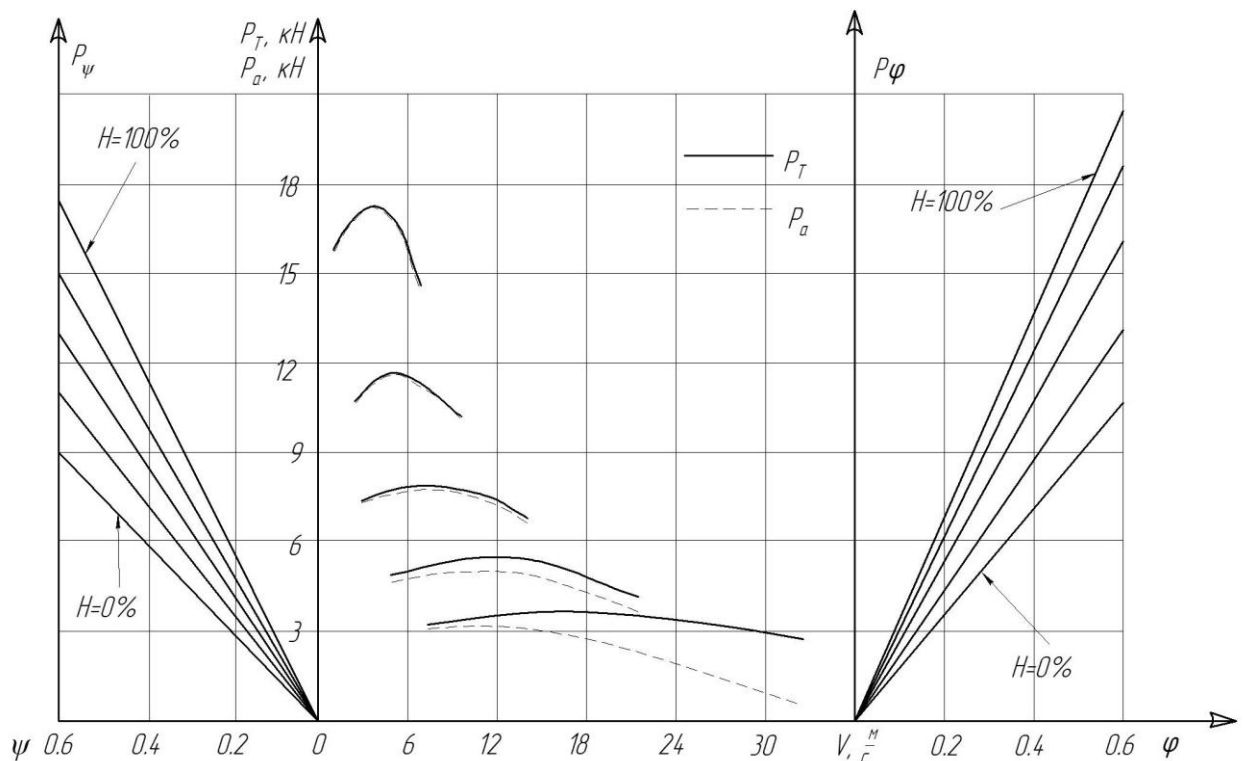


Рисунок 4.1 – Силевий баланс автомобіля

4.3 Метод динамічної характеристики

Динамічна характеристика будується на основі тягової характеристики технічного засобу й є графіком залежності динамічного фактора D від швидкості руху автівки на всіх передачах руху [10,14].

Розраховуючи величину динамічного фактора визначають користуючись за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [10,14]:

$$D = \frac{P_T - P_w}{M_a \cdot g} = \frac{P_a}{M_a \cdot g}, \quad (4.11)$$

$P_a = P_T - P_w$ – залишкова (вільна) сила тяги, може бути використана для розгону легковика й подолання сил опору дороги.

Звертаючи увагу на рівняння тягового балансу авто й припускаючи $\cos\alpha=1$, $\sin\alpha=0$, вираз для динамічного фактора можна за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [10,14]:

$$D = \varphi \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha \pm (\delta/g) \cdot \frac{dV}{dt}, \text{ або } D = \psi \pm (\delta/g) \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (4.12)$$

Під час усталеного руху авто $D = \psi$.

Значення швидкості V та вільної сили P_a на ведучих колесах легкового авто та на різних режимах роботи коробки передач переноситься з таблиці 4.1.

Щоб не виконувати перерахунок при кожній зміні навантаження величину динамічного фактора, динамічну характеристику доповнюємо номограмою завантажень. З цією метою вісь абсцис динамічної характеристики продовжують вліво і наносять на ній шкалу навантажень $H, \%$. З нульової точки шкали завантажень будують вісь ординат і наносять на ній шкалу динамічного фактора D_0 для незавантаженого легкового автомобіля [10,14].

Розраховуючи величину масштабу « a_0 » в мм для шкали « D_0 » знаходять за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [10,14]:

$$a_0 = \frac{a \cdot D_0}{D} = a \cdot \frac{G_0}{G_a}, \text{ мм} \quad (4.13)$$

а - масштаб шкали динамічного фактора D для повністю завантаженого авто, мм [10].

Таблиця 4.2– Показники для побудови динамічної характеристики автомобіля

Передача	V , м/сек	P_a , Н	D
1 - ша	1,47	15842	0,46
	2,5	16816	0,49
	3,5	17150	0,5
	4,5	16936	0,5
	5,59	15250	0,45
	6,6	14881	0,43
2 – га	2,18	10723	0,31
	3,7	11295	0,33
	5,23	11500	0,34
	6,76	11324	0,34
	8,3	10183	0,31
	9,8	9865	0,29
3 - тя	3,24	7201	0,21
	5,5	7551	0,22
	7,78	7641	0,22
	10	7460	0,22
	12,3	6598	0,19
	14,6	6307	0,18
4 - та	4,8	4804	0,14
	8,2	4975	0,15
	11,3	4934	0,14
	14,9	4679	0,14
	18,3	3914	0,12
	21,7	3508	0,11
5-та	7,2	3154	0,09
	12,2	3121	0,09
	17,2	2864	0,083
	22,4	2387	0,07
	27,6	1495	0,045
	31,9	763	0,023

Рівнозначні ділення шкал D , D_0 між собою сполучаємо прямими лініями й потім виходить номограма завантажень [10,13,14]:

Для оцінки можливості роботи автомобіля без буксування ведучих коліс при різному завантаженні, необхідно зпівставити величини динамічних

факторів за умовами тяги D та зчеплення D_φ . Дане зіставлення виконують за допомогою графіка контролю буксування, що дає можливість характеризувати величини динамічного фактора D_φ по зчепленню при різних значеннях коефіцієнта зчеплення та навантаження легкового автомобіля [10,14].

Розраховуючи значення динамічних факторів по зчепленнях завантаженого D_φ , та не завантаженого авто $D_{0\varphi}$ при різних значеннях коефіцієнта зчеплення визначають користуючись показаною формулою для результату відкладають, відповідно, по осях D , D_0 у тому ж масштабі виходить за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [11,13]:

$$D_\varphi = \frac{M_2}{M_a} \cdot \varphi; \quad (4.14)$$

$$D_{0\varphi} = \frac{M_{02}}{M_0} \cdot \varphi. \quad (4.15)$$

Розраховуючи значення D_φ , $D_{0\varphi}$, обчислені для однакових коефіцієнтів зчеплення φ сполучають одна з одною пунктирними прямими лініями. Над кожною пунктирною лінією вказують значення коефіцієнта зчеплення автомобіля легкового з дорогою [10,14].

Динамічна характеристика, доповнена номограмою навантажень на автівку і графіком контролю буксування, має називу динамічний паспорт автомобіля [10].

На рисунку 4.2 представлено динамічний паспорт автомобіля вантажного.

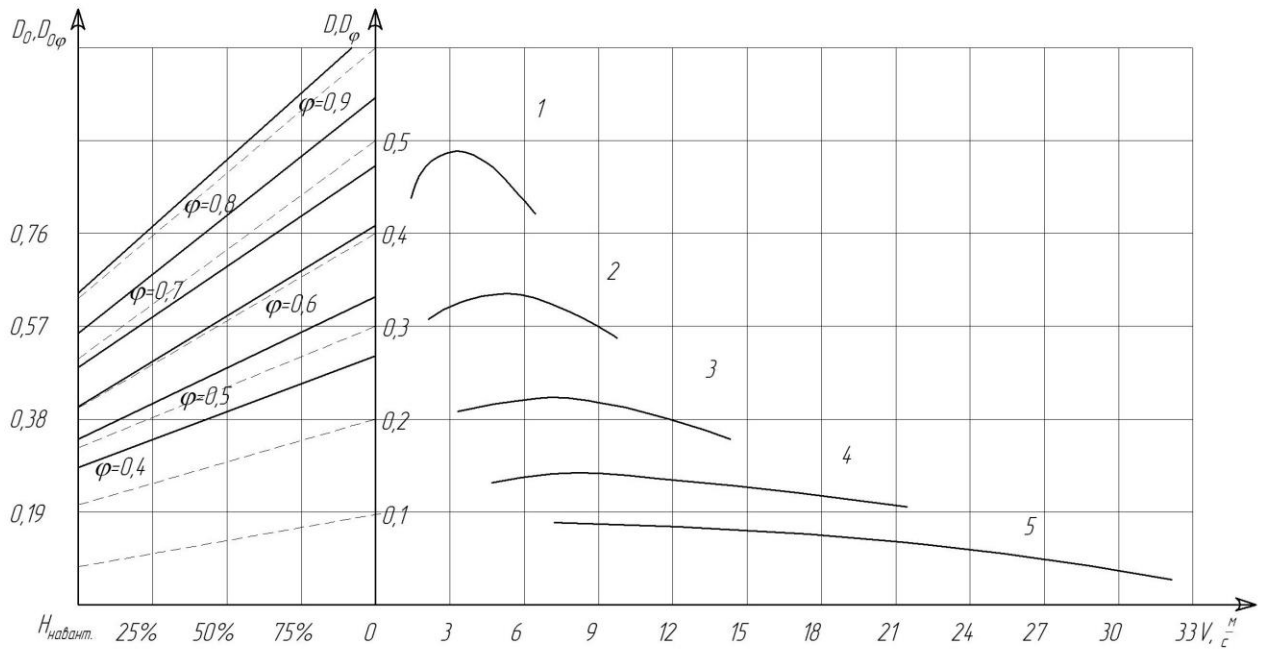


Рисунок 4.2 – Динамічний паспорт автомобіля вантажного

За допомогою динамічного паспорта автомобіля, можна встановити обмеження, які накладаються на його рух зчепленням усіх коліс з дорожнім покриттям. При необхідності визначення мінімального значення коефіцієнта зчеплення φ при заданих навантаженнях та швидкості. По заданих N , V_a та похилих штрихових лініях знаходять D_φ . [10,14].

4.4 Показники динамічності автомобіля при нерівномірному русі

Показниками динамічності авто при нерівномірному русі це є прискорення або сповільнення засобу при пересуванні, час та шлях розгону або гальмування, легкового автомобіля в певному інтервалі переміни швидкості. Нерівномірний рух може бути прискореним так ж само й сповільненим. Розраховуючи величини прискорень, що розвиваються легковиком на різних передачах користуємось за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [10,14]:

$$j = \frac{D - \psi}{\delta} \cdot g, \text{ м/с}^2 \quad (4.16)$$

де ψ – коефіцієнт опору дороги для даної швидкості автомобіля, який для заданої швидкості можна визначати за нерівностями користуємось за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [10,13,18]:

$$f_k = f_0 \left(1 + \frac{V_{\max}^2}{2 \cdot 10^4} \right); \quad f_0 = 0,012 \dots 0,018; \quad \psi = f_k + i; \quad \text{при } i=0; \quad \psi = f_k \quad \text{і} \quad \psi_0 = f_0;$$

$$\psi = \psi_0 \left(1 + \frac{V_{\max}^2}{2 \cdot 10^4} \right), \quad (4.17)$$

δ – коефіцієнт, що враховує інерцію обертових мас, який розраховують користуючись за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [10,14]:

$$\delta = 1,04 + 0,04 i_{\kappa i}^2. \quad (4.18)$$

Орієнтовні значення максимальних прискорень (j м/с²) при розгоні автомобіля з максимальною інтенсивністю складають: для легкових автомобілів – від 2,0 до 2,5 на першій, від 0,8 до 1,2 – на вищих передачах; для вантажних автомобілів – від 1,7 до 2,0 та від 0,25 до 0,5 [10].

Частіш за все прискорення визначають для руху авто по дорозі з коефіцієнтом опору $\psi = 0,02 \dots 0,04$. У зв'язку з останнім зауваженням для визначення прискорень можна за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [14]:

$$j = dV / dt = 9,81 \cdot (D - 0,04) / (1 + \sigma_1 \cdot \Gamma_{\kappa} + \sigma_2), \quad \text{м/с}^2. \quad (4.19)$$

За результатами розрахунків будемо таблицю, та результати заносу в зведену таблиці 4.3 [10].

Таблиця 4.3 – Параметри руху автомобіля при розгоні

V, м/с.	D	ψ	D – ψ	j, м/с ²
1,47	0,46	0,02	0,44	2,3
2,5	0,49	0,02	0,47	2,4
3,5	0,5	0,02	0,48	2,46
4,5	0,5	0,02	0,48	2,43
5,59	0,45	0,02	0,43	2,18
6,6	0,43	0,02	0,41	2,12
2,18	0,31	0,02	0,29	1,98
3,7	0,33	0,02	0,31	2,09
5,23	0,34	0,02	0,32	2,14

Продовження таблиці 4.3

6,76	0,34	0,02	0,32	2,11
8,3	0,31	0,02	0,29	1,87
9,8	0,29	0,02	0,27	1,82
3,24	0,21	0,02	0,19	1,51
5,5	0,22	0,02	0,2	1,59
7,78	0,22	0,02	0,2	1,61
10	0,22	0,02	0,2	1,57
12,3	0,19	0,02	0,17	1,37
14,6	0,18	0,02	0,16	1,30
4,8	0,14	0,02	0,12	1,03
8,2	0,15	0,02	0,13	1,07
11,3	0,14	0,02	0,12	1,06
14,9	0,14	0,02	0,12	0,1
18,3	0,12	0,02	0,1	0,81
21,7	0,11	0,02	0,09	0,71
7,2	0,09	0,02	0,07	0,67
12,2	0,09	0,02	0,07	0,63
17,2	0,083	0,02	0,061	0,57
22,4	0,07	0,02	0,05	0,44
27,6	0,045	0,02	0,023	0,24
31,9	0,023	0,02	0,021	0,01

Для побудови графіків, які представлені на рисунку 4.3 значення V та D переносимо з таблиці 4.3. Для швидкостей $V < 30$ км/год залежність втрат на опір дороги від швидкості легкового автомобіля можна не враховувати [10].

Значення величин V , D обчислюють для кожної з передач коробки передач, як мінімум при 6...8 значеннях кутової швидкості із швидкісного діапазону двигуна автівки [10,13].

На рисунку 4.3 за отриманими результатами з розрахунків графік прискорень легкового автомобіля побудовиний графік [10].

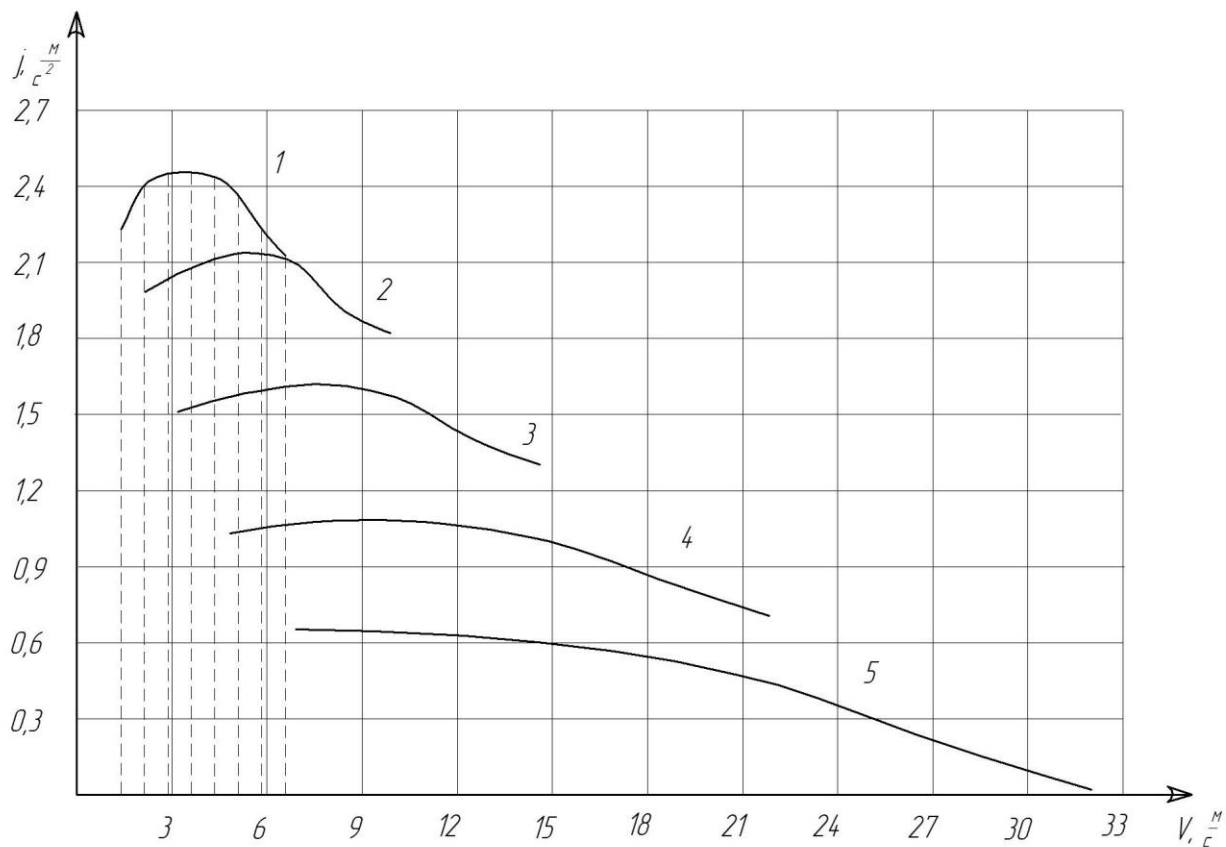


Рисунок 4.3 – Графік прискорень автомобіля

Розраховуючи час (t_p) й шлях (S_p) розгону авто визначають за допомогою графоаналітичного способу. Криві прискорень розбивають на інтервали і вважають, що в кожному інтервалі зміни швидкості автомобіля відбувається з постійним прискоренням j_{cp} , величину якого визначають за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [10,14]:

$$J_{cp} = 0,5 (j_n + j_k), \quad (4.20)$$

де j_n і j_k – прискорення на початку і в кінці інтервалу зміни швидкостей.

Для більшої точності розрахунку інтервали швидкості ΔV беруть рівними 2 або 3 км/год. на першій передачі, від 5 до 10 км/год. на проміжних передачах від 10 до 15 км/год. – на вищих передачах [18].

Після розрахунку величини середнього прискорення j_{cp} знаходять час розгону t_p автівки при зміні швидкості його руху від V_n до V_k за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [14]:

$$\Delta t_i = \frac{V_k - V_n}{3,6 j_{cp}} = \frac{\Delta V_i}{3,6 j_{cp}}; \quad (4.21)$$

де V_n і V_k – швидкості на початку і в кінці інтервалів зміни швидкості авто [10].

Звідси виходить, що загальний час розгону від мінімально стійкої V_{\min} до кінцевої V_{\max} швидкості буде визначатися користуючись за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [14]:

$$t_p = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n. \quad (4.22)$$

По значеннях t_p , що обчислюються для різних швидкостей, будують криву часу розгон, починаючи з V_{\min} , для якої $t = 0$.

Для швидкості V_1 відкладають значення Δt_1 , для швидкості V_2 – значення $(\Delta t_1 + \Delta t_2)$ і так далі [10].

Для визначення показників динамічності авто при розгоні з максимальною інтенсивністю в розрахунки вводять максимально можливі при даній швидкості прискорення. Якщо на графіку криві прискорень сусідніх передач перетинаються, то для розрахунку слід брати прискорення ділянок кривих, що знаходяться праворуч від точок перетину, а коли ж криві прискорень не перетинаються, то їх розрахунковими ділянками для всіх передач (окрім першої) є праві гілки, що відсікаються вертикалями, проведеними через праві кінці, розташованих вище кривих приведено, рисунок 4.3 [10,14].

Рахую шлях розгону S_p приблизно вважають, що в кожному інтервалі зміни швидкості автівка рухається рівномірно з середньою швидкістю за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [14]:

$$V_{cpi} = \frac{V_n + V_k}{2}; \quad (4.23)$$

При цьому припущенні приріст ΔS_i шляху розгону в інтервалі швидкостей від V_n до V_k визначають за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [14]:

$$\Delta S_i = \frac{V_{cp} \cdot \Delta t_i}{3,6} = \frac{V_{cp} \cdot \Delta V_i}{13 j_{cp}}, \text{ м} \quad (4.24)$$

Загальний шлях розгону легкового автомобіля S_p від мінімально стійкої V_{\min} до кінцевої V_{\max} швидкості буде дорівнювати за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [14]:

$$S_p = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n. \quad (4.25)$$

Залежність шляху розгону від швидкості будують для тих самих інтервалів зміни швидкості, що й криву часу розгону і в тій самій послідовності. Для побудови вказаних графіків дані складаємо в таблицю 4.3 з розрахунками, а на її основі побудуємо графік [10,13].

Таблиця 4. 3 – Визначення часу і шляху розгону автомобіля

Швидкості при розгоні, м/с		Прискорення при розгоні, м/с ²		$\frac{V_k - V_n}{3,6}$	j_{cp} , м/с ²	Δt_i , с	t_p , с	V_{cp} , м/с	ΔS_i , м	S_p , м	S_0 , м
V_n	V_k	J_n	j_k								
1,47	2,5	2,3	2,4	0,8	2,35	0,34	0,34	1,87	0,64	0,64	2,3
2,5	3,5	2,4	2,46	0,86	2,44	0,35	0,69	2,7	0,95	1,59	3,7
3,5	4,5	2,46	2,43	0,86	2,46	0,35	1,04	3,56	1,25	2,84	5,1
4,5	5,59	2,43	2,18	0,86	2,42	0,36	1,41	4,42	1,57	4,41	6,5
5,59	6,6	2,18	2,12	0,86	2,29	0,37	1,78	5,28	1,98	6,39	7,9
6,6		2,12									
2,18	3,7	1,98	2,09	1,1	2,04	0,51	0,51	3	2,1	2,1	8,6
3,7	5,23	2,09	2,14	1,1	2,1	0,52	1,03	4,5	2,9	5	10,8
5,23	6,76	2,14	2,11	1,1	2,12	0,53	1,56	5,5	3,6	8,6	12,7
6,76	8,3	2,11	1,87	1,1	1,98	0,54	2,1	7,5	4,7	12,2	14,6
8,3	9,8	1,87	1,82	1,1	1,85	0,57	2,67	9,1	5,3	17,5	16,4
9,8		1,82									
3,24	5,5	1,51	1,59	1,5	1,55	1,09	1,09	4,35	7,6	7,6	13,2
5,5	7,78	1,59	1,61	1,5	1,6	1,24	2,33	6,61	9,8	17,4	16,1
7,78	10	1,61	1,57	1,5	1,59	1,45	4,78	8,85	11,5	28,9	19,2
10	12,3	1,57	1,37	1,5	1,46	1,61	6,38	11,1	13,7	42,4	22
12,3	14,6	1,37	1,30	1,5	1,35	1,7	8,08	13,4	16,3	58,9	24,8
14,6		1,30									
4,8	8,2	1,03	1,07	2,3	1,05	1,23	1,23	6,5	12,1	12,1	16,1
8,2	11,3	1,07	1,06	2,3	1,06	1,8	3,03	9,75	14,3	26,4	22,6
11,3	14,9	1,06	0,1	2,3	1,03	2,31	5,34	13,1	27,8	54,2	27,7
14,9	18,3	0,1	0,81	2,3	0,92	3,87	9,21	16,6	48,2	102,4	32,3
18,3	21,7	0,81	0,71	2,3	0,86	4,2	13,41	20	82,7	185,2	37,8
21,7		0,71									
7,2	12,2	0,67	0,63	3,5	0,65	8,4	8,4	9,7	128,5	128,5	28,9

Продовження таблиці 4.3

12,2	17,2	0,63	0,57	3,5	0,6	9,6	17	14,7	268,2	396,7	34,6
17,2	22,4	0,57	0,44	3,5	0,52	12,2	24,2	19,8	397,1	793,8	43,9
22,4	27,6	0,44	0,24	3,5	0,34	22,4	42,3	25	456,3	1250	51,4
27,6	31,9	0,24	0,01	3,5	0,125	51,4	93,7	59,5	659,1	1909	58,7
31,9		0,01									

Розраховуючи t_p та S_p заносимо сумарні значення часу і шляху, рахуючи від початкової швидкості. При початковій швидкості V_{\min} час і шлях розгону дорівнюють нулю, тому криві t_p і S_p беруть початок не з початку координат [10,13,18].

Рахую показники динамічності автомобіля при гальмуванні розв'язуючи рівняння руху легкового авто. При різних значеннях зчеплення з дорогою передніх і задніх коліс легковика, зупиночний шлях S_0 визначають з врахуванням коефіцієнта ефективності гальмування за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [10,14]:

$$S_0 = \frac{V_0}{3,6} t_{cp} + k_3 \frac{V_0^2}{254 \cdot \varphi}, \quad (4.26)$$

де V_0 – початкова швидкість гальмування, км/год;

$t_{\text{сум}} = (t_p + t_{\text{пр}})$ – сумарний час реакції водія t_p і спрацьовування гальмівного приводу $t_{\text{пр}}$, с;

k_3 - коефіцієнт ефективності гальмування;

φ – коефіцієнт зчеплення [10,13,18].

Для побудови залежності шляху до зупинки S_0 від початкової швидкості гальмування V_0 задаються сімома значеннями швидкості в діапазоні від $V_0 = 0$ до $V_0 = V_{\max}$ і по отриманих результатах будують графік $S_0 = f(V_0)$. В розрахунках приймаємо $\varphi = 0,6$ [10,13,18].

Час реакції водія й час спрацьовування гальмівного приводу залежать, від кваліфікації водія та конструкції гальмівного приводу автомобіля. У розрахунках приймають: для автомобіля з гідравлічним приводом – $t_{\text{сум}} = 1,2$ с; для автомобіля з пневматичним приводом – $t_{\text{сум}} = 1,6$ с.

За допомогою коефіцієнта ефективності гальмування можна побачити, у скільки раз реальне уповільнення автомобіля менше максимально можливого уповільнення на різних дорогах. Для розрахунків приймають: легкові автомобілі $k_3 = 1,2$ і вантажні автомобілі і автобуси $k_3 = 1,3 \dots 1,4$ –. Приймаю $k_3 = 1,6$. [10,13,18].

На рисунку 4.4 графік залежності часу, шляху розгону і гальмового шляху авто на швидкості автомобіля [10,13,18].

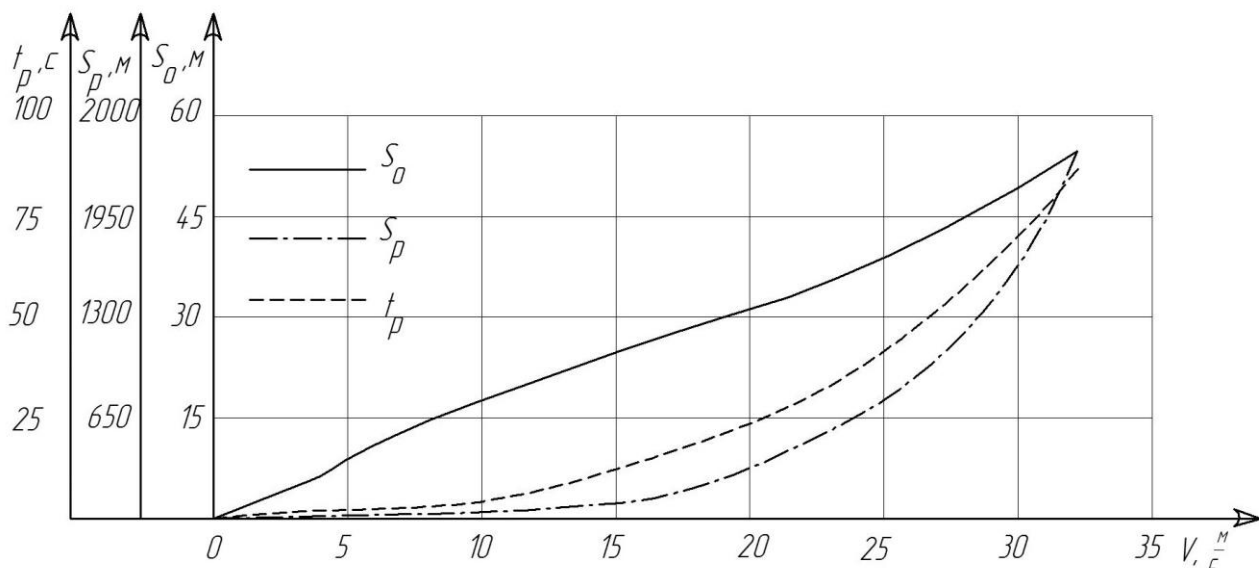


Рисунок 4.4 – Залежність від швидкості руху автомобіля часу, шляху розгону та шляху гальмування

Дані в розділ розрахунку показників динамічності бралися з вказаних джерел за посиланням [4,10,13,14,18].

5 РОЗРАХУНОК ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛЯ ТА ГАЛЬМІВНІ ВЛАСТИВОСТІ

5.1 Розрахунок паливної економічності автомобіля

Рахую погодинну витрату палива авто малої вантажності за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [20]:

$$Q_{\text{год}} = g_e \cdot N / 1000 \cdot \rho_T, \text{ л/год}, \quad (5.1)$$

де g_e – питома витрата палива автомобіля, г/кВт·год;

N – ефективна потужність двигуна, кВт;

ρ_T – густина палива, кг/м³ [10].

Прийнято відносити витрату палива на 100 км пробігу автівки при заданій швидкості. При визначенні витрати палива автомобіля на указаній відстані пробігу за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [20]:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N}{10 \cdot V \cdot \rho_T}, \text{ л/100 км.}; \quad (5.2)$$

Потужність двигуна визначається за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [20]:

$$N = \frac{P_\psi + P_w \pm P_j}{1000 \cdot \eta_T} \cdot V, \quad (5.3)$$

де P_ψ , P_w , P_j – сили опору дороги, повітря і інерції при русі автомобіля;

η_T – ККД трансмісії авто;

V – швидкість руху автомобіля [20].

Виходячі з інших формул отримаємо цю формулу [21]:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot (P_\psi + P_w \pm P_j)}{3,6 \cdot 10^4 \cdot \rho_T \cdot \eta_T}, \text{ л/100км.} \quad (5.4)$$

При рівномірному русі автомобіля ($P_j = 0$) і по прямій дорозі ($P_\psi = G_a \cdot \psi$) формула спрощується, за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [20]:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot (G_a \cdot \psi + P_w)}{3,6 \cdot 10^4 \cdot \rho_T \cdot \eta_T}, \text{л/100км.} \quad (5.5)$$

При усталеному русі, паливну економічність автівки оцінюють за допомогою паливно-економічної характеристики, що отримують під час стендових або дорожніх випробувань транспортного засобу, запропонував академік Чудаков і являє собою залежність питомої витрати g_e палива (л/100 км), від швидкості руху автомобіля на різних передачах коробки перемикань й при різних дорожніх умовах, які характеризуються величиною коефіцієнта опору дороги ψ [20].

Шляхова витрату палива авто залежно від його маси, коефіцієнта опору дороги, передачі КП, на якій відбувається рух, та швидкості руху дізнаємось, за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [20]:

$$Q_s = \frac{g_{eN} \cdot k_\omega^G \cdot k_\beta (P_\psi + P_w)}{3,6 \cdot 10^4 \cdot \rho_T \cdot \eta_T}, \text{л/100 км,} \quad (5.6)$$

де g_{eN} – питома витрата палива при максимальній потужності двигуна автівки, г/(кВт·год) (береться із швидкісної зовнішньої характеристики двигуна автомобіля);

k_ω^G – коефіцієнт, враховує зміну питомої витрати палива залежно від кутової швидкості колінчастого вала двигуна ТЗ;

k_β – коефіцієнт, враховує зміну g_e залежно від ступеня використання потужності двигуна машини;

ρ_T – густина палива, г/см³,

$P_\psi = G_a \cdot \psi$ – сила опору дороги руху до авто [20].

Коефіцієнт k_ω^G в залежності від кутової швидкості колінчастого вала двигуна автомобіля ω_1 / ω_N можна знайти за графіком, що є зображений на рисунку 5.1 [13,20].

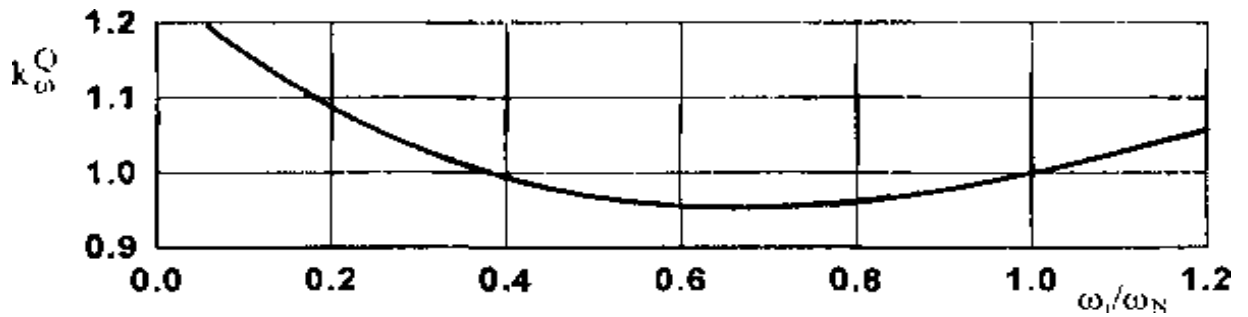
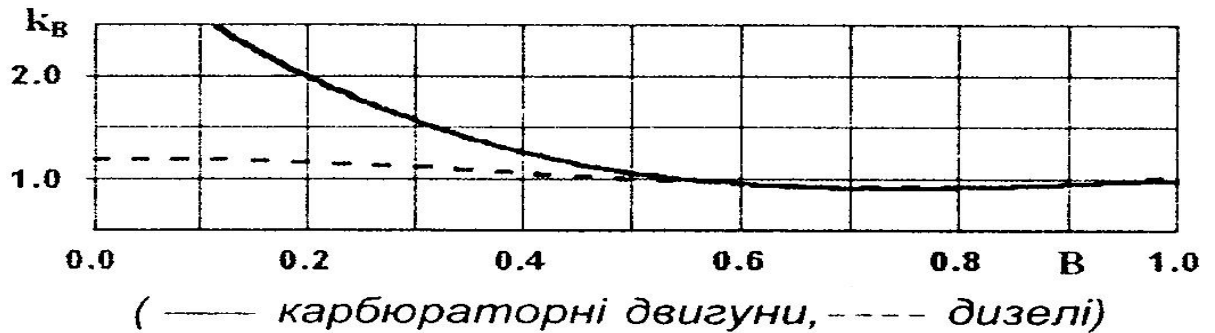


Рис. 5.1 – Залежність коефіцієнта k_{ω}^G від відношення ω_1 / ω_N

Значення коефіцієнта k_b залежить від коефіцієнта використання потужності B , що є зображений на рисунку 5.2 [10,20]:



(— карбюраторні двигуни, ---- дизелі)

Рисунок 5.2 – Залежність коефіцієнта K_B від B

Величину коефіцієнта B врахую за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [20]:

$$B = \frac{N_{\text{номр}}}{N}; \quad (5.7)$$

де $N_{\text{номр}}$ – потужність, що повинен розвивати двигун для руху автівки зі швидкістю V по дорозі з коефіцієнтом опору ψ на вищій передачі розраховуємо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [20]:

$$N_{\text{номр}} = \frac{\psi \cdot G_a \cdot V + P_w \cdot V}{1000 \cdot \eta_T}; \quad (5.8)$$

V – величина швидкості руху автомобіля для заданих ψ та передачі;

N – потужність двигуна згідно з швидкісною характеристикою при кутовій швидкості, яка відповідає швидкості вантажного автомобіля [20].

Коефіцієнти k_{ω}^G та k_b можна також визначати за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [20]:

– для всіх двигунів користуємось за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [20]:

$$k_{\omega}^G = 1,25 - 0,99 \cdot \frac{\omega}{\omega_N} + 0,98 \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N}\right)^2 - 0,24 \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N}\right)^3; \quad (5.9)$$

– для дизелів користуємось за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [20]:

$$k_{\epsilon} = 1,2 + 0,14 \cdot B - 1,8 \cdot B^2 + 1,46 \cdot B^3; \quad (5.10)$$

– для карбюраторних двигунів користуємось за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [20]:

$$k_{\epsilon} = 3,27 - 8,22 \cdot B + 9,13 \cdot B^2 - 3,18 \cdot B^3. \quad (5.11)$$

Параметри для побудови паливно-економічної характеристики легкового транспортного засобу доцільно визначати з умов руху при $\psi=0,02$ на найвищій передачі руху автомобіля [10,20].

Розрахунок ведемо в даній послідовності, відповідно до:

– задатися значеннями швидкості автомобільного засобу V_i на визначеній передачі (використовуючи мінімальне та максимальне значення швидкості на передачі від 5 до 8 значень);

– для кожного із значень швидкості V_i слід розрахувати кутову швидкість колінчастого вала розраховуємо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [20]:

$$\omega = \frac{V_{ai} \cdot I_k \cdot I_{pk} \cdot I_0}{r_k}; \quad (5.12)$$

– визначити потужність двигуна N та потужність $N_{номр}$, яку повинен розвивати двигун для руху, а також коефіцієнт використання потужності B та відносну кутову швидкість колінчастого вала двигуна машини $\frac{\omega}{\omega_N}$;

– за допомогою допоміжних графіків, що показані на рисунках 5.1 та 5.2, визначити коефіцієнти k_{ω}^G та k_{β} для кожного значення швидкості автівки [10,20].

– знайти витрату палива Q_s для кожного значення швидкості авто.

За даними з таблиці 5.1 будуємо паливну характеристику усталеного руху автомобільного засобу, представлено на рисунку 5.3 і за її допомогою

визначаємо контрольну витрату палива $Q_{s\ min}$ та економічну швидкість $V_{ек}$ руху автомобіля по дорозі, попередньо виконавши розрахунки на різні коефіцієнти зчеплення з дорогою автомобіля в програмі маткад [20].

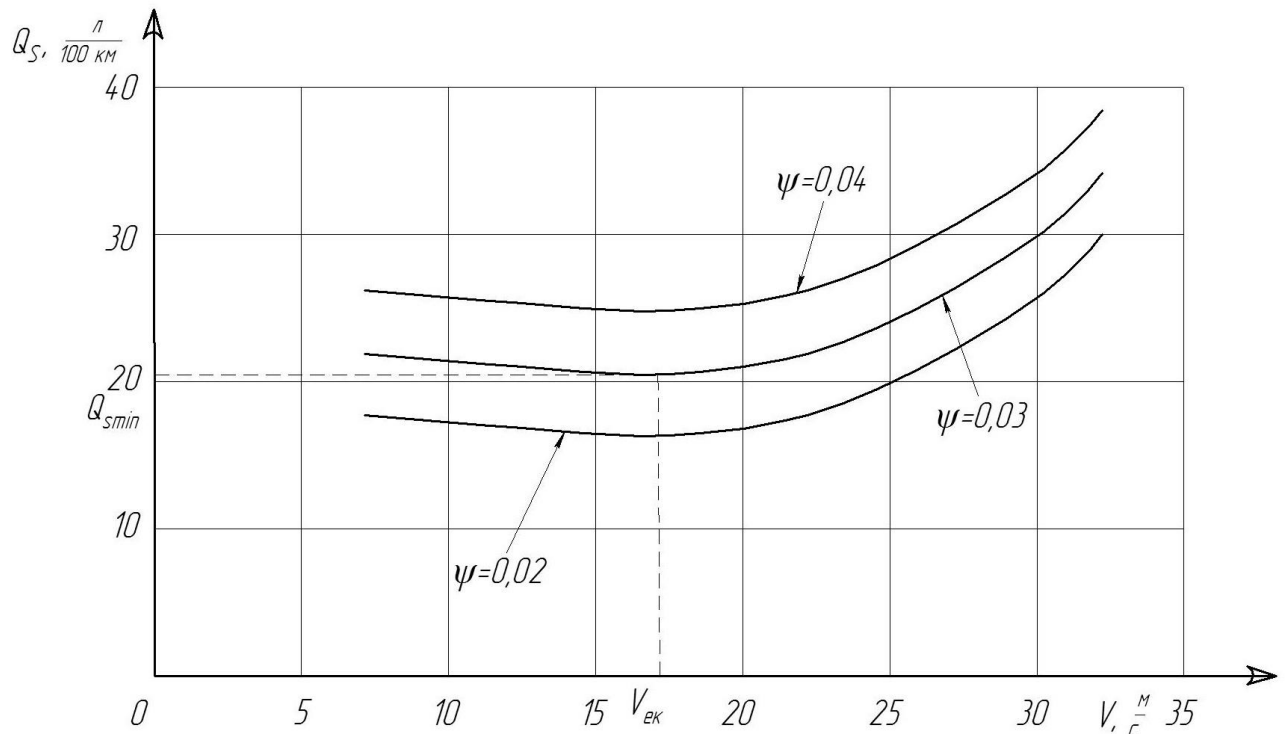


Рисунок 5.3 – Паливна характеристика усталеного руху вантажного автомобіля

По графіку видно, що, $Q_{s\ min}$ та економічна швидкість руху авто $V_{ек}$ по дорозі з щепленням дороги $\psi = 0,03$ буде самим економічним, а саме коли швидкість буде 17.2 м/с, це є 62 км/год [20].

5.2 Розрахунок гальмівних властивостей

5.2.1 Розрахунок гальмівних властивостей авто та діаграма гальмування

Розраховуючи час гальмування автомобіля (T_r) за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [19]:

$$T_r = t_p + t_3 + t_n + t_{гал}, \quad (5.13)$$

де $t_p = t_{p1} + t_{p2}$ – час реакції водія – це проміжок часу з моменту, коли водій помітив перешкоду, і до моменту натискання ногою педалі гальма (t_{p1} – час психічної реакції водія; t_{p2} – час фізичної реакції водія – переніс ноги з педалі акселератора на педаль гальма); $t_p = 0,9$ с [19].

t_3 – час запізнювання гальмівного приводу;

t_n – час наростання сповільнення автомобіля;

$t_{гал} = t_{уст} + t_{от}$ – час гальмування автомобіля;

$t_{уст}$ – час гальмування з усталеним сповільненням автомобіля;

$t_{от}$ – час розгальмовування гальмівного приводу [19].

Тривалість складової t_p визначається індивідуальними властивостями водія (психічною і фізичною реакцією), а також станом очікування. Якщо водій очікує появу перешкоди, то, залежно від індивідуальних властивостей (статі, віку, фізичного стану), тривалість t_p коливається від 0,2 до 2 с. У протилежному випадку, якщо не очікує появи перешкоди, час реакції водія становить 1,5 ... 6 с.

У розрахунках приймають середнє значення часу реакції $t_p = 0,8 \dots 1,5$ с. Приймаю $t_p = 1$ с. [19].

Час запізнювання приводу – це час, який починається з передачі зусилля від гальмової педалі і закінчується з появою тиску в гальмових механізмах. Час запізнювання приводу приймають для гідроприводу з дисковим механізмом $t_3 = 0,05 \dots 0,07$ с, а з барабанним $t_3 = 0,07 \dots 0,15$ с. Приймаю $t_3 = 0,2$ с. [19].

Час наростання сповільнення – за цей час сповільнення автомобіля змінюється від нульового значення до максимального, величина якого обмежена зчпними можливостями коліс з дорогою. Вважається, що прискорення за час t_n наростає за лінійним законом, тому графіком прискорення буде похила лінія. Графіком швидкості на цій ділянці буде крива, описувана параболою. Величина часу t_n залежить, насамперед, від приводу. Якщо привід гідравлічний, то $t_n = 0,05 \dots 0,15$ с, якщо привід пневматичний, то $t_n = 0,15 \dots 0,4$ с. Приймаю $t_n = 0,1$ с. [19].

Сума $t_n + t_z = t_c$ називається часом спрацьовування гальмової системи. Згідно з Правилами № 13 ЄЕК ООН ця сума повинна бути менше 0,6 с ($t_c < 0,6$ с) [19].

З рівняння визначимо максимальне сповільнення, що буде при гальмуванні із блокованими колесами рахується за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [19]:

$$a_{\text{г max}} = g \cdot (\varphi \cdot \cos\alpha + \sin\alpha) + K_B \cdot F \cdot V^2 / M_a. \quad (5.14)$$

Якщо зневажити рухом на підйом, а на горизонтальній дорозі, з огляду, що $\alpha = 0$, максимальне сповільнення дорівнюватиме по дійсній формулі, що зараз тут показана нижче [19]:

$$a_{\text{г max}} = g \cdot \varphi, \quad (5.15)$$

$$a_{\text{г max}} = 9,81 \cdot 0,6 = 5,9 \text{ м/с}^2$$

Проміжок часу гальмування при максимальному сповільненні до зупинки автомобіля розраховується за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [19]:

$$t_{\text{min}} = 16,6/5,89 = 2,8 \text{ с} \quad (5.16)$$

Кінетична енергія яку розвиває автомобіль за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [19]:

$$E_{\text{кін}} = m_a \cdot V_0^2 / 2 \quad (5.17)$$

$$E_{\text{кін}} = 3,71 \cdot 10^6 \text{ Дж}$$

Швидкість автомобіля під час реакції водія та запізнення спрацювання гальмівного приводу рахується за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [19]:

$$V_1 = V_0 = 16,6 \text{ м/с.}$$

Швидкість автомобіля у кінці періоду наростання тиску в гальмівному приводі рахується за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [19]:

$$V_2 = V_0 \cdot g \cdot \varphi_x \cdot \frac{t_n}{2} \quad (5.18)$$

$$V_2 = 4,9052 \text{ км/год}$$

Час гальмування зі сталим уповільненням рахується за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [19]:

$$t_{\text{гал}} = \frac{V_2}{g \cdot \varphi_x} \quad (5.19)$$

$$t = 0,9 \text{ с}$$

Швидкість автомобіля у кінці періоду гальмування зі сталим уповільненням рахується за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [19]:

$$V_3 = V_2 - g \cdot \varphi \cdot t_{\text{гал}}. \quad (5.20)$$

$$V_3 = 0 \text{ км/год}$$

Визначаю гальмівний шлях за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [19]:

$$S_t = V_0 \cdot (t_n + t_3 + 0.5 \cdot t_n) + 1.4 \cdot \left(\frac{V_0^2}{2 \cdot \varphi \cdot g_x} \right) \quad (5.21)$$

$$S = 8,9 \text{ м}$$

Рахую зупиночний шлях за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [19]:

$$S_3 = V_0 \cdot t_p + S_t \quad (5.22)$$

$$S = 55,5$$

По отриманим даним будується гальмівна діаграма, що зображена на рисунку 5.5 [19].

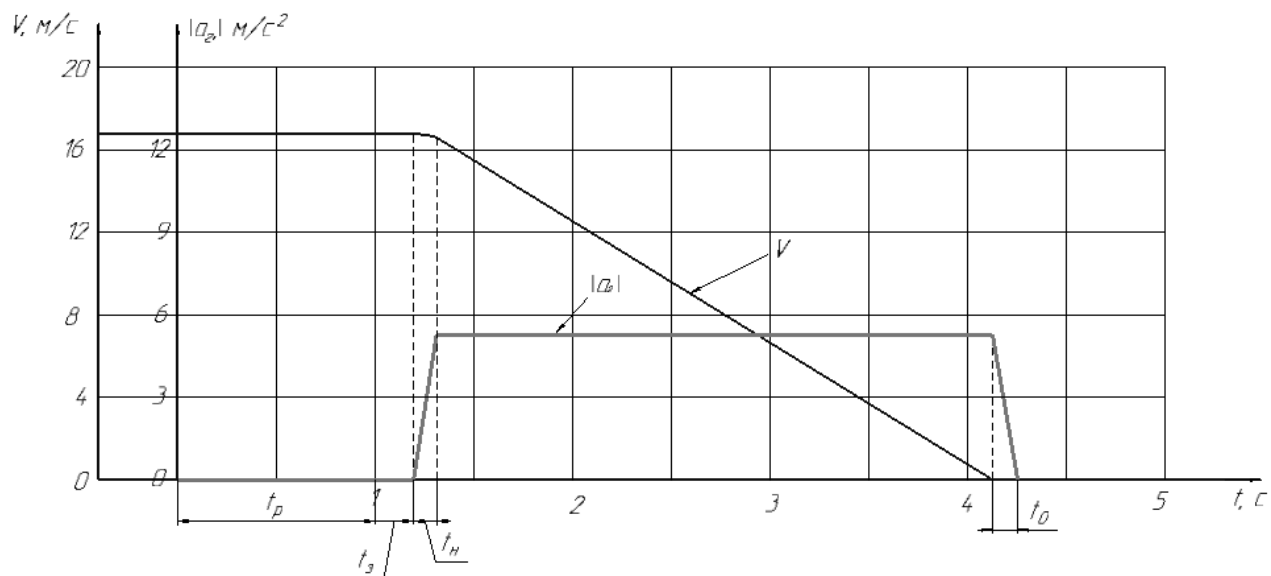


Рисунок 5.5 – Гальмівна діаграма автомобіля

Дані в розділ паливної економічності та гальмівних властивостей бралися з вказаних джерел за посиланням [10,19,20].

6 РОЗРАХУНОК ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

6.1 Аналітичний огляд підвіски автомобіля

На рисунку 6.1 показано креслення передньої підвіски автомобіля УАЗ 3303.

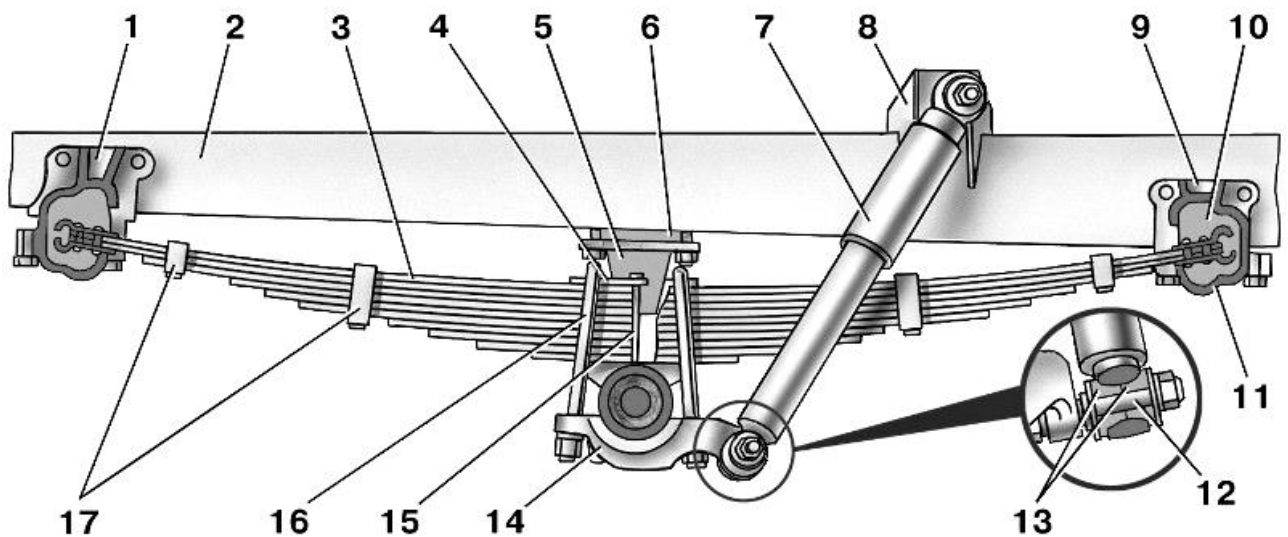


Рисунок 6.1– Передня підвіска автомобіля УАЗ 3303

Передня підвіска автомобіля УАЗ 3303 складається з таких елементів: позиція 1 кронштейн кріплення (фіксує одну частину ресори), позиція 2 рама (основна частина авто), позиція 3 ресора (пластини з металі вигнуті), позиція 4 накладка, позиція 5 буфер (пом'якшує амортизацію), позиція 6 накладка буферна, позиція 7 амортизатор (пом'якшує плавність ходу і є гасильним елементом), позиція 8 кронштейн амортизатора (служує для кріплення), позиція 9 кронштейн (фіксує одні частину ресори), позиція 10 подушка резинова (робить для зменшення стуку об залізо), позиція 11 кришка кронштейна, позиція 12 палець амортизатора (фіксує елемент амортизатора), позиція 13 втулки резинові (роблять для зменшення стуку об залізо), позиція 14 підкладка

(утримує всю конструкцію біля мосту), позиція 15 стяжний болт (стягує ресори до купи), позиція 16 скоба (фіксує всі елементи), позиція 17 хомут (скріплює всі пластини ресори) [41].

На рисунку 6.2 показано креслення задньої підвіски автомобіля УАЗ 3303.

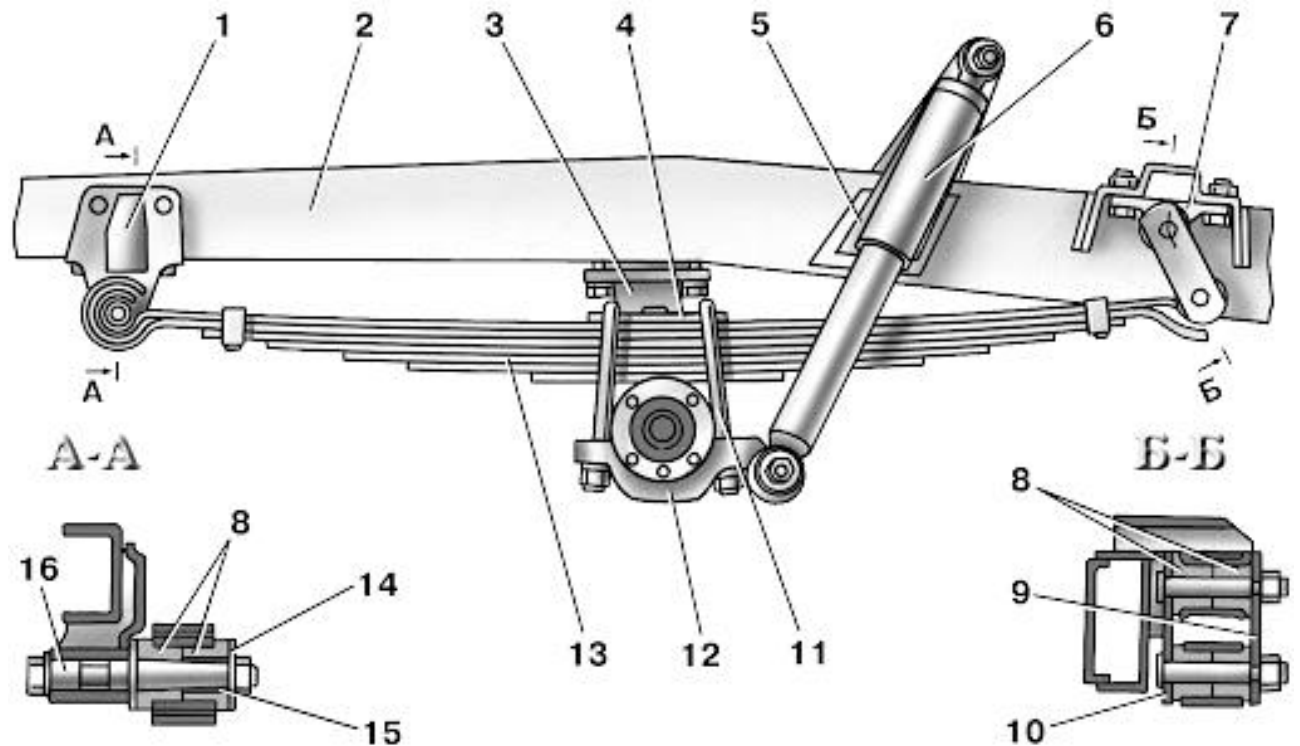


Рисунок 6.2– Задня підвіска автомобіля УАЗ 3303

Передня підвіска автомобіля УАЗ 3303 складається з таких елементів: позиція 1 кронштейн кріплення (фіксує одну частину ресори), позиція 2 рама (основна частина авто), позиція 3 буфер (пом'якшує амортизацію), позиція 4 накладка, позиція 5 кронштейн амортизатора (служує для кріплення), позиція 6 амортизатор (пом'якшує плавність ходу і є гасильним елементом в підвісці авто), позиція 7 кронштейн (тримає ресору), позиція 8 резинові втулки, позиція 9 зовнішня пластина кріплення кронштейна, позиція 10 внутрішня пластина кріплення кронштейна (ці дві пластини представляють собою серезку для кріплення та можливого ходу ресори в залежності

від навантаження), позиція 11 скоба (фіксує всі елементи ресори та мосту), позиція 12 подкладка (працює в парі зі скобою), позиція 13 ресора (складається з кількох листів гнutoї сталі), позиція 14 шайба, позиція 15 втулка (працює на ізнос разом з пальцем ресори), позиція 16 палець ресори (фіксуючий елемент ресори) [41].

6.2 Розрахунок елементів підвіски

6.2.1 Розрахунок пружного елемента передньої підвіски

В якості пружного елемента підвіски виступає ресора.

Проектуючи, приймають співвідношення між динамічним і статичним навантаженням ресор $Z_{\text{дин}} = (2 \dots 3) Z_{\text{ст}}$ для автомобілів, що експлуатуються в основному на дорогах із штучним покриттям [22].

$Z_{\text{дин}} = (3 \dots 4) Z_{\text{ст}}$ – для автомобілів, які експлуатуються в основному на ґрунтових дорогах та в умовах бездоріжжя $f_{\text{дин}} = (0,7 \dots 0,9) f_{\text{ст}}$ – для вантажних автомобілів.

Статичний прогин визначають за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [22]:

$$\nu = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{g}{f_{\text{ст}}}} \quad (6.1)$$

$$\nu = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{9,81}{0,14}} = 12,1 \text{Гц}$$

Спочатку вибираємо за прототипом довжину ресори $L_p = 0,98$; орієнтовно можна приймати $L_p = (0,35 \dots 0,45)L$ для передніх ресор автомобілів, де L – база автомобіля [22].

Потім із конструктивних міркувань установлюють коефіцієнти асиметрії ресори за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [22]:

$$K = \frac{l}{L_p} = 0,5 \quad (6.2)$$

де l_1, l_2 – розміри відповідно короткого й довгого кінців ресори $l_1 + l_2 =$

L_p .

Ширину b та товщину h листа ресори знаходять, виходячи з того, що для симетричної (при $l_1 = l_2 = \frac{L_p}{2} = \frac{0,98}{2} = 0,49$)

Динамічний прогин f_d , статичного прогину $f_{ст}$ за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [22]:

$$f_{cm} = \frac{g}{(2 \cdot \pi \cdot \nu)^2} \quad (6.3)$$

$$f_{cm} = \frac{9.81}{(2 \cdot \pi \cdot 1.3)^2} = 0.13 \text{ м}$$

$$f_{дин} = (0,7 \dots 0,9) f_{cm} \quad (6.4)$$

$$f_{дин} = 0,8 \cdot 0,13 = 0,104 \text{ м}$$

Статичне навантаження визначають за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [22]:

$$Z_{cm} = \frac{m l \cdot g}{2} H \quad (6.5)$$

$$Z_{cm} = \frac{1733 \cdot 9.81}{2} = 8500 H$$

Динамічне навантаження знаходять за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [22]:

$$Z_{дин} = (2 \dots 3) z_{cm} = 2 \cdot 8500 = 17000 H \quad (6.6)$$

$$Z_0 = (0.6 \dots 0.7) Z_{cm} = 0.6 \cdot 8500 = 5100 H \quad (6.7)$$

Остаточню приймаємо за ОН 8027–86. $b=75$ мм, $h=5$ мм.

$$I_{\Sigma} = \frac{\delta \cdot z_{cm} \cdot L_p^3}{f_{cm} \cdot 48 \cdot E} = \frac{1.25 \cdot 8500 \cdot 0,95^3}{0,07 \cdot 48 \cdot 210 \cdot 10^6} = 35 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4 \quad (6.8)$$

$$n_a = \frac{\sqrt[3]{\frac{12 \cdot I_{\Sigma}}{b}}}{h} = \frac{\sqrt[3]{\frac{12 \cdot 35 \cdot 10^{-6}}{0,07}}}{0,005} = 7 \text{ лист.} \quad (6.9)$$

Довжину верхнього (корінного) листа ресори приймаємо за прототипом рівною $L_p = 0,95$ м. Відстань між стрем'янками $l_{ср}$ кріплення ресор вибирають конструктивно. Довжина решти листів визначається графоаналітичним

методом. Для цього необхідно накреслити ресору в масштабі. Вона повинна мати форму балки рівного опору [22].

$$\tau = \frac{8 \cdot 339911 \cdot 0,2 \cdot 0,9}{3,14 \cdot 0,042^3} = 232 \text{ МПа.}$$

Для пружин підвісок застосовуються такі ж сталі, що і для ресор, а саме 55ГС, 50С2, 60С2 з допустимим напруженням $[\tau] = 1000 \text{ МПа}$ при максимальному прогині [22].

6.2.2 Розрахунок пружного елемента задньої підвіски

Проектуючи, приймають співвідношення між динамічним і статичним навантаженням ресор $Z_{\text{дин}} = (2 \dots 3) Z_{\text{ст}}$ для автомобілів, що експлуатуються в основному на дорогах із штучним покриттям [22].

$Z_{\text{дин}} = (3 \dots 4) Z_{\text{ст}}$ – для автомобілів, які експлуатуються в основному на ґрунтових дорогах та в умовах бездоріжжя $f_{\text{дин}} = (0,7 \dots 0,9) f_{\text{ст}}$ – для вантажних автомобілів [22].

Статичний прогин визначають за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [22]:

$$\nu = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{g}{f_{\text{ст}}}} \quad (6.10)$$

$$\nu = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{9,81}{0,14}} = 12,1 \text{ Гц}$$

Спочатку вибираємо за прототипом довжину ресори $L_p = 1,565 \text{ м}$; орієнтовно можна приймати $L_p = (0,35 \dots 0,45)L$ для задніх ресор автомобілів, де L – база автомобіля [22].

Потім із конструктивних міркувань установлюють коефіцієнти асиметрії ресори за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [22]:

$$K = \frac{l}{L_p} = 0,5 \quad (6.11)$$

де l_1, l_2 – розміри відповідно короткого й довгого кінців ресори $l_1 + l_2 =$

L_p .

Ширину b та товщину h листа ресори знаходять, виходячи з того, що для симетричної (при $l_1 = l_2 = \frac{L_p}{2} = \frac{0,98}{2} = 0,49$)

Динамічний прогин f_d , статичного прогину $f_{ст}$ за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [22]:

$$f_{ст} = \frac{9,81}{(2 \cdot \pi \cdot 1,3)^2} = 0,13 \text{ м}$$

$$f_{дин} = (0,7 \dots 0,9) f_{ст} \quad (6.12)$$

$$f_{дин} = 0,8 \cdot 0,13 = 0,104 \text{ м}$$

Статичне навантаження визначають за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [22]:

$$Z_{ст} = \frac{m_2 \cdot g}{2} \text{ Н} \quad (6.13)$$

$$Z_{ст} = \frac{1732 \cdot 9,81}{2} = 8495 \text{ Н}$$

Динамічне навантаження знаходять за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [22]:

$$Z_{дин} = (2 \dots 3) z_{ст} = 2 \cdot 8495 = 16990 \text{ Н} \quad (6.14)$$

$$Z_0 = (0,6 \dots 0,7) Z_{ст} = 0,6 \cdot 16990 = 10194 \text{ Н} \quad (6.15)$$

Остаточно приймаємо за ОН 8027–86. $b=75$ мм, $h=5$ мм.

$$I_{\Sigma} = \frac{\delta \cdot z_{ст} \cdot L_p^3}{f_{ст} \cdot 48 \cdot E} = \frac{1,25 \cdot 8495 \cdot 0,95^3}{0,07 \cdot 48 \cdot 210 \cdot 10^6} = 35 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4 \quad (6.16)$$

$$n_{\lambda} = \frac{\sqrt[3]{12 \cdot I_{\Sigma}}}{b} = \frac{\sqrt[3]{12 \cdot 35 \cdot 10^{-6}}}{0,005} = 7 \text{ лист.} \quad (6.17)$$

Довжину верхнього (корінного) листа ресори приймаємо за прототипом рівною $L_p = 1,565$ м. Відстань між стрем'янками $l_{стр}$ кріплення ресор вибирають конструктивно. Довжина решти листів визначається графоаналітичним методом. Для цього необхідно накреслити ресору в масштабі. Вона повинна мати форму балки рівного опору [22].

6.2.3 Листові ресори

Найбільшого поширеними серед пружних елементів є листові ресори. Їх позитивними властивостями є відносно проста технологія виготовлення, зручність ремонту і можливість виконувати функцію направляючого пристрою.

Матеріалом для виготовлення ресор служать сталі 55ГС, 50С2, 60С2.

Для листової ресори прогин f_p під навантаженням P_p може бути знайдено за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [23]:

$$f_p = \frac{\delta \cdot P_p \cdot l_e^3}{18 \cdot l_o \cdot E} (1 - \varepsilon^2)^2, \text{ мм}, \quad (6.18)$$

де l_e – ефективна довжина ресори, рівна $l_e = l - l_o$ (l – повна довжина ресори,

l_o – відстань між утримувачами ресори (для УАЗ 3303 $l_o = 120$ мм);

$$l_e = 950 - 120 = 830 \text{ мм};$$

P_p Н – навантаження, що передається від мосту або розрахункове навантаження;

$E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа – модуль, поздовжньої пружності [23];

$$I_o = \frac{i}{12} \cdot \Sigma(b \cdot h_i^3) = \frac{10}{12} \cdot \Sigma(70 \cdot 5^3) = 146H - \text{сумарний момент інерції ресори}$$

в середньому перерізі (b і h_i – ширина і товщина листів);

δ – коефіцієнт деформації, враховує вплив наступних листів на попередні; для ресор рівного опору вигину (ідеальна ресора) дорівнює 1,45...1,50 і для реальних – 1,25...1,45; у розрахунках приймають $\delta = 1,35$;

ε – коефіцієнт асиметрії; в існуючих конструкціях коефіцієнт асиметрії $\varepsilon = 0,1 \div 0,3$; приймають у розрахунках $\varepsilon = 0,20$ [23].

$$f_p = \frac{1,35 \cdot 36850 \cdot 830^3}{10 \cdot 146 \cdot 2,15 \cdot 10^5} (1 - 0,2^2)^2 = 0,33 \text{ м}$$

Враховуючи кількість листів ресори за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[23]:

$$f_p = \frac{\delta \cdot P_p \cdot l_e^3}{18 \cdot I_o \cdot E} (1 - \varepsilon^2)^2 = \frac{\delta \cdot P_p \cdot l_e^3}{18 \cdot E \cdot n \cdot b \cdot h^3} (1 - \varepsilon^2)^2, \text{ м} \quad (6.19)$$

де n – число листів ресори.

$$f_p = \frac{1,35 \cdot 35843 \cdot 830^3}{10 \cdot 2,15 \cdot 11 \cdot 75 \cdot 5^3} (1 - 0,2^2)^2 = 0,12 \text{ м}$$

Отримане значення f_p менше значення f_{\max} (див. пружну характеристику підвіски). Ця умова є обов'язковою для забезпечення нормальної роботи підвіски [23].

Перевірку на міцність проводять по напруженню згину за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[23]:

$$\sigma_3 = \frac{1,5 \cdot P_{\max} \cdot l_e}{b \cdot n \cdot h^2} \leq |\sigma_3|, \quad (6.20)$$

де $P_{\max} = K_D \cdot P_p = 1,2 \cdot 35843 = 43011,6 \text{ Н}$; $|\sigma_3| = 600 \dots 700 \text{ МПа}$.

$$\sigma_3 = \frac{1,5 \cdot 36850 \cdot 830}{75 \cdot 10 \cdot 5^2} = 318 \text{ МПа} \leq |\sigma_3|$$

Жорсткість ресори визначають за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[23]:

$$C_p = \frac{P_p}{f_p} = \frac{4 \cdot E \cdot n \cdot b \cdot h^3}{\sigma \cdot l_e^3}, \text{ Н/мм.} \quad (6.21)$$

$$C_p = \frac{36850}{0,1} = 355 \text{ Н/мм,}$$

6.2.4 Розрахунок амортизаторів

Швидкість загасання коливань при роботі пружних елементів підвіски досягається створенням досить великої сили P_c опору коливанням. Сила створюється між листовим тертям ресор, тертям у шарнірах підвіски і в основному опором амортизаторів. У першому наближенні силу P_c можна вважати пропорційною швидкості V коливань кузова відносно колеса за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$P_c = K_e \cdot V, \quad (6.22)$$

де K_e – еквівалентний коефіцієнт, що оцінює опір підвіски при коливаннях і в основному залежить від коефіцієнта K_a опору амортизатора.

У теорії автомобіля оцінку загасання коливань здійснюють за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$\psi = \frac{K_e}{\sqrt{c \cdot m}}, \quad (6.23)$$

де $c = P_o / f$ – жорсткість підвіски, Н / см;

$m = P_p / g$ – підресорена маса, що припадає на колесо (навантаження на пружний елемент), кг.

У сучасних автомобілів коливання кузова відбуваються з загасанням, що відповідає $\psi = 0,15 \div 0,35$; у розрахунках приймають $\psi = 0,2$ [21].

Перетворюючи рівняння, одержано формулу для знаходження еквівалентного коефіцієнта за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$K_e = \frac{\psi \cdot P_p}{31,3 \cdot \sqrt{f_{cm}}}, \quad (6.24)$$

де P_p – вага підресореної частини, що припадає на колесо в статичному положенні, Н;

f_{cm} – статичний прогин підвіски, см [21].

$$K_e = \frac{0,2 \cdot 35843}{31,3 \cdot \sqrt{12}} = 66,1$$

6.2.5 Характеристика амортизатора і визначення його геометричних параметрів

Характеристикою амортизатора називається залежність його сили опору від швидкості руху поршня відносно циліндра.

Несиметричну характеристику амортизатора з розвантажувальними клапанами наведено на рисунку 6.4 [21].

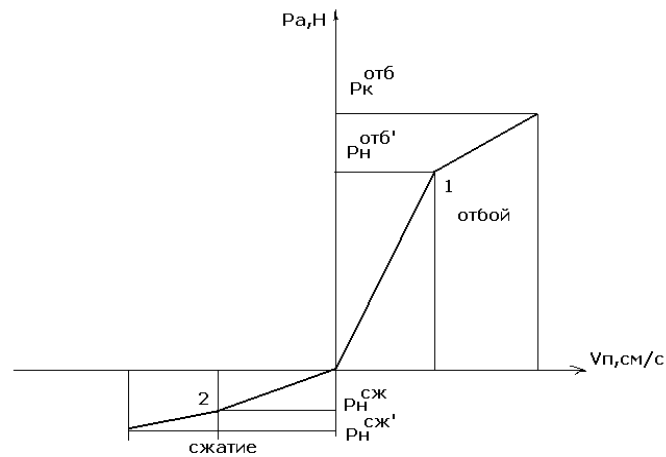


Рисунок 6.4 – Характеристика амортизатора

Зусилля в амортизаторі P_a визначається для телескопічного амортизатора, встановленого під кутом δ визначається за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$P_a = K_e \cdot \frac{V_n}{\cos \delta}, \text{ Н} \quad (6.25)$$

$$P_a = 16,6 \cdot \frac{66}{\cos 40} = 1359 \text{ Н}$$

Залежність сили на штоку амортизатора від швидкості відносного переміщення штоку і циліндра розраховується за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

– на початковій ділянці за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$P_n = K_{an} \cdot V_n^n, \text{ Н}, \quad (6.26)$$

де P_n – сила на штоку амортизатора на початковій ділянці, Н;

$V_n = 67$ – швидкість поршня, см/с;

$K_{an} = 0,9$ – коефіцієнт опору амортизатора на початковій ділянці до відкриття клапана, Н с/см;

n – показник степені, який приймають при інженерних розрахунках $n = 1$;

$$P_n = 0,9 \cdot 66^1, = 59,4 \text{ Н}$$

– на клапанній ділянці за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$P_k = P'_H + K_{ak} \cdot (V_n - V'_n), \text{ Н} \quad (6.27)$$

де $P'_H=72$ – сила опору амортизатора в мить відкриття клапана, Н;

$K_{ak}=35$ – коефіцієнт опору амортизатора на клапанній ділянці, Н с/см ;

$V'_n=30$ – критична швидкість поршня, що відповідає миті відкриття клапана; $V_n=20\div 30$ см/с; при розрахунках приймають $V'_n=30$ см/с.

$$P_k = 72 + 35 \cdot (66 - 30) = 1227 \text{ Н}$$

Швидкість поршня при розрахунках приймають рівною 50-60 см/с приймаємо 56. При значній швидкості в процесі коливань на ходу стискування і відбою відкриваються розвантажувальні клапани.

Для двостороннього амортизатора еквівалентний коефіцієнт опору за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$K_e = 2 \cdot K_{ан}^{сжс} \cdot \cos^2 \delta, \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{см}, \quad (6.28)$$

де δ – кут нахилу амортизатора; при розрахунках приймають $\delta=40^\circ$.

$$K_e = 16,6.$$

Знаходимо $K_{ан}^{сжс}$:

$$K_{ан}^{сжс} = \frac{66}{2 \cdot \cos^2 40} = 55 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{см}.$$

Знаходять коефіцієнти і сили опору амортизатора в мить відкриття клапанів (при $V'_n = 30$ м/с і $n = 1,0$) за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$K_{ан}^{сжс} = \frac{K_e}{\cos^2 \delta}, \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{см}; \quad (6.29)$$

$$K_{ан}^{сжс} = \frac{66}{\cos^2 40} = 114 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{см}$$

$$K_{ан}^{отб} = 3K_{ан}^{сжс}; \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{см}; \quad (6.30)$$

$$K_{ан}^{отб} = 3 \cdot 114 = 342 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{см}$$

$$P_H^{сжс} = K_{ан}^{сжс} \cdot (V'_n)^n, \text{ Н}. \quad (6.31)$$

$$P_H^{сжс} = 114 \cdot (30)^1 = 3420 \text{ Н}.$$

Прийнявши $K_{ak}^{omb} = 0,5 \cdot K_{an}^{omb}$ і $K_{ak}^{сжс} = 0,5 \cdot K_{an}^{сжс}$, отримують за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$P_K^{сжс} = P_H^{сжс} + 0,5 \cdot K_{aH}^{сжс} \cdot (V_n - V_n'), \text{Н.} \quad (6.32)$$

$$P_K^{сжс} = 3420 + 0,5 \cdot 114 \cdot (66 - 30) = 5301 \text{Н}$$

$$P_k^{omb} = P_H^{omb} + 0,5 \cdot K_{an}^{omb} \cdot (V_n - V_n'), \text{Н} \quad (6.33)$$

$$P_k^{omb} = 3420 + 0,5 \cdot 342 \cdot (66 - 30) = 9063 \text{ Н}$$

При виборі основних розмірів амортизатора користуються розрахунковою потужністю $N_{расч}$, що споживається амортизатором за час $\tau = 1$ год і, яка відповідає встановленій швидкості поршня амортизатора, а саме: $V_n = 20..30$ см/с (максимальне значення відповідає максимально напруженому режиму роботи амортизатора) за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$N_{расч} = \frac{(P_H^{сжс} + P_H^{omb}) \cdot V_n'}{2 \cdot 100}, \text{ Вт.} \quad (6.34)$$

$$N_{расч} = \frac{(3420 + 9063) \cdot 30}{2 \cdot 100} = 1872 \text{ Вт}$$

Знаючи потужність, що споживається амортизатором за час $\tau = 1$ год і яка переходить в тепло, визначають роботу L за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$L = N_{расч} \cdot \tau, \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (6.35)$$

$$L = \alpha \cdot F \cdot (t_{max} - t_0) \cdot \tau, \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (6.36)$$

де α – коефіцієнт теплопередачі, що дорівнює 200 кДж/м²·К,

F – поверхня зовнішніх стінок амортизатора, м²;

t_{max} – максимально допустима температура зовнішніх стінок амортизатора при роботі протягом години, що дорівнює 100 °С;

t_0 – температура оточуючого середовища; приймають 20 °С.

$$L = 200 \cdot 0,094 \cdot (100 - 20) \cdot 60 = 902 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Площа зовнішніх стінок телескопічного амортизатора визначається за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$F = \pi \cdot D \cdot (D/2 + l), \text{ м}^2, \quad (6.37)$$

$$F = 3,14 \cdot 0,11 \cdot (0,11/2 + 0,25) = 0,105 \text{ м}^2$$

де D – зовнішній діаметр циліндра амортизатора;

$l = 0,25 \text{ м}$ – довжина резервуару.

$$F_{вн} - F_{ш} = \frac{P_H^{отб}}{P_{ам}}, \text{ м}^2, \quad (6.38)$$

де $p_{ам}$ – тиск рідини в амортизаторі, що дорівнює $2,5 \dots 5,0 \cdot 10 \text{ Па}$;

$F_{вн}$ – площа по внутрішньому діаметру стінки амортизатора, за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$F_{вн} = \frac{\pi \cdot d_{ц}^2}{4} = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4}, \text{ м}^2; \quad (6.39)$$

$d_{ц} = 0,075 \text{ м}$ – діаметр циліндра;

$$F_{вн} = \frac{3,14 \cdot 0,075^2}{4} = 0,0045 \text{ м}^2$$

$F_{ш}$ – площа в перерізі по штоку, що дорівнює за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$F_{ш} = \frac{\pi \cdot d_{ш}^2}{4}, \text{ м}^2; \quad (6.40)$$

$d_{ц}$ і $d_{ш}$ – відповідно діаметр циліндра і штока; при розрахунках приймають: $d_{ш} = (0,1 \dots 0,5) \cdot d_{ц} = 0,3 \cdot 0,08 = 0,023 \text{ м}$.

$$F_{ш} = \frac{3,14 \cdot 0,023^2}{4} = 0,0036 \text{ м}^2$$

Схема амортизатора з позначеннями розмірів наведено на рис. 6.5.

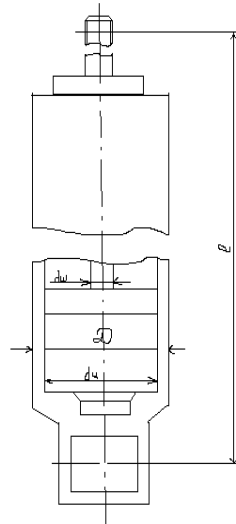


Рисунок 6.5 – Розрахункові розміри амортизатора

Зовнішній діаметр амортизатора визначають за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$D = \sqrt{\frac{l^2 + 2 \cdot l}{\pi \cdot a \cdot \tau \cdot (t_{\max} - t_0)}} - 1. \quad (6.41)$$

$$D = \sqrt{\frac{0,25^2 + 2 \cdot 0,25}{3,14 \cdot 200 \cdot 60 \cdot (100 - 20)}} - 1 = 0,12 \text{ м}$$

Хід поршня амортизатора за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$H_n = 3,5 \cdot d_{\text{ц}}, \text{ м} \quad (6.42)$$

$$H_n = 3,5 \cdot 0,08 = 0,28 \text{ м}$$

6.2.6 Розрахунок амортизатора на міцність

Запас міцності за напруженнями згину за умови $\sigma_3 = \sigma_{\tau} \leq 1600 \text{ МПа}$; $\sigma_{\max} = 600 \text{ МПа}$ визначають за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{\max}}. \quad (6.43)$$

$$n_{\sigma,} = \frac{1600}{600} = 2.66 \text{ МПа}$$

Запас міцності за напруженнями кручення за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$\tau_3 = \tau_{\tau} \leq 700 \text{ МПа}; \tau_{\max} = 50 \text{ МПа:}$$

$$n_{\tau,} = \frac{\tau_{\tau}}{\tau_{\max}}. \quad (6.44)$$

$$n_{\tau} = \frac{95}{50} = 1,89 \text{ МПа}$$

Загальний запас міцності визначають за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[21]:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq |n|. \quad (6.45)$$

$$n = \frac{2,66 \cdot 1,89}{\sqrt{2,66^2 + 1,89^2}} = 2,01 \text{ МПа}$$

Отриманий загальний запас міцності задовольняє умові [16]:

$$|n| \geq 2.$$

Дані в розділ розрахунку підвіски бралися з вказаних джерел за посиланням [21,22,23,41].

7 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВІДНОВЛЕННЯ ВПУСКНОГО КЛАПАНА

7.1 Характеристика деталі

Впускний клапан автомобіля УАЗ 3303, 421-1007010 виготовляється з Сталь 40Х9С2 ГОСТ 2590-2006. Твердість матеріалу деталі, яка підлягає відновленню HRC 38...48 [28].

Впускний клапан автомобіля УАЗ 3303 слугує для відкриття отвору впускного камери згорання, при цьому піддається дії високих температур та корозійності, тому використовується корозостійка сталь [26,28].

Клапан має головку 1, робочу фаску 2, яка повинна надійно прилягати до сидла, шліфувана під кутом 45°, діаметр стержня клапана відповідає 8-му квалітету точності, шорсткість $Ra=0,8$.

Згідно завдання дана деталь має такі дефекти: згин стержня клапана 3, знос стержня клапана 4 і виробітка на торці стержня клапана 5. Основними причинами виникнення означених дефектів є тертя, дія знакозмінних навантажень і дія агресивного середовища. Деталь має просту форму, тому для її відновлення можна скористатись найбільш продуктивним способом без центрового шліфування [26,28].

Можливі дефекти впускного клапана показані на рисунку 7.1.

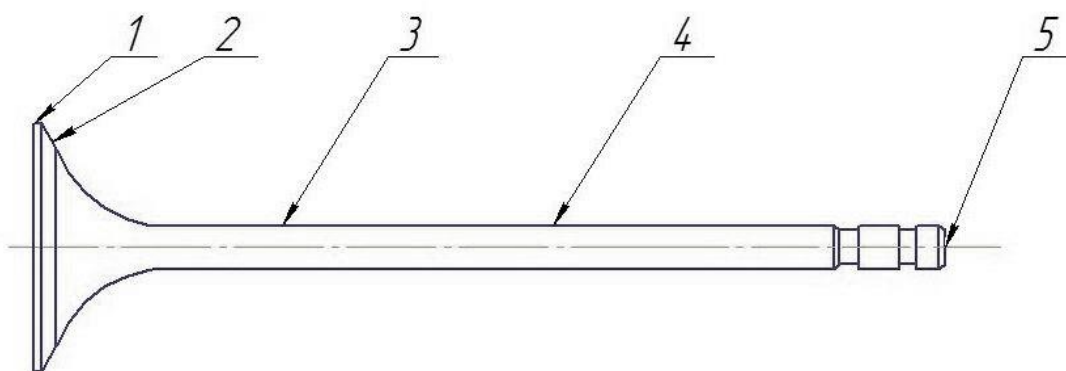


Рисунок 7.1 – Впускний клапан автомобіля УАЗ 3303 з можливими дефектами

Аналізуючи дану деталь, можна зробити певні висновки по ній, саме такі:

- 1) форма поверхонь не викликають труднощів при відновленні деталі;
- 2) враховуючи високу стержня клапана (8 квалітет), їх відновлення після нарощування необхідно буде проводити не менш ніж у дві стадії (шліфування);
- 3) дискова поверхня повинна бути співвісною з поверхнею внутрішньою, щоб не було сильного биття при великих швидкостях;
- 4) виробітку на торці стержня ремонтувати за допомогою чистового шліфування;
- 5) У якості технологічних баз беруться зовнішні поверхні [26,28].

Дана деталь відноситься до класу "круглі стержні".

Маса деталі – 0,125 кг

Габаритні розміри: довжина $150 \pm 0,025$ мм, ширина $40 \pm 0,025$ мм.

Дані в цьому підрозділ для опису деталі впускного клапану бралися з вказаних джерел тза посиланням [26,28].

7.2 Технічні вимоги

При відновленні впускного клапана автомобіля треба забезпечити виконання таких основних вимог у встановлених межах при відновленні даної деталі:

- 1) Шорсткість стержня повинна відповідати Ra 0,8;
- 2) Овальність і конусність поверхні стержня не більше 0,015 мм;
- 3) Шорсткість торця стержня клапана повинна відповідати Ra 0,32;
- 4) Биття робочої фаски відносно осі стержня не більше 0,031;
- 5) Непрямолінійність твірної стержня клапана не більше 0,012 мм [26,28].

Дані в цьому підрозділ для опису деталі впускного клапану бралися з вказаних джерел тза посиланням [26,28].

7.3 Карта дефектів

Таблиця 7.1 - Карта технічних вимог на дефектування деталі

Деталь (складальна одиниця): впускний клапан					
				№ деталі (складальної одиниці): №421-1007010	
				Матеріал: Сталь 40Х9С2 ГОСТ 2590-2006	
				Твердість: HRC 38...48	
Позиція на ескізі	Можливий дефект	Спосіб виявлення дефекту і засоби контролю	Розмір, мм		Висновок
			за робочим кресленням (номінальний)	допустимий без ремонту	
1	Згин стержня клапана	Призми. Індикатор	Биття стержня не більше 0,015	Биття не біль-ше 0,03	Ремонтувати. Шліфуваннм робочої поверхні головки і фаски головки
2	Знос стержня клапана ремонтного розміру	Скоба 8,7 НЕ або мікрометр 0-25 мм	$8,8_{-0,075}^{-0,050}$	8,7	Ремонтувати. осталення, хромування, залізнення.
3	Виробітка на торці стержня клапану	Огляд	-	-	Ремонтувати. Шліфувати «як чисто»

Продовження таблиці 7.1

4	Виробіток на працюючий фасці клапана	-	-	-	Ремонтувати. Шліфування Робочої фаски до розміру циліндричної частини головки. Бракувати при висоті циліндричної головки з оберненою фаскою не менш як 0,8 мм.
---	--------------------------------------	---	---	---	--

Дані в цьому підрозділ для опису деталі впускного клапана бралися з вказаних джерел тза посиланням [26,28].

7.4 Вибір способів відновлення деталей

За дефектами треба провести вибір більш раціональних способів відновлення впускного циліндра автомобіля УАЗ [26,28]:

Дефект №1 - Згин стержня клапана (биття – 0,05 мм, величина зносу становить 0,02 мм).

Після дослідження методів, дійшов до того, що єдиним й найкращим способом усунення цього дефекту є ”правка” [26,28].

Дефект №2 - Знос стержня впускного клапана ремонтного розміру ($d = 8,68_{-0,075}^{-0,050}$, величина зносу становить 0,02 мм).

Після дослідження методів, дійшов до того, що потенційно можливими способами відновлення стержня впускного клапана є “хромування” так як за допомогою цього способу підвищується твердість і зносостійкість деталі. Як деталь працює в жорстких умовах таких як: знакозмінні навантаження, висока температура, постійне тертя. За допомогою хромування ми продовжимо ресурс деталі на 172 % [26].

Дефект №3 - Виробітка на торці стержня клапану.

Після дослідження методів, дійшов до того, що єдиним й найкращим способом усунення цього дефекту є "шліфування" [26,28].

Дефект №4 - Виробіток на працюючій фасці клапана (товщина поясу циліндричної поверхні 0,5 мм, величина зносу становить 0,3 мм).

Потенційно можливими способом відновлення фаски клапана є:

- індукційне наплавлення;
- наплавлення в середовищі CO₂;
- наплавлення під шаром флюсу;
- наплавлення під шаром легованого флюсу;
- наплавлення вібродугове;
- наплавлення електроконтактне;

Після дослідження методів, дійшов до того, що з всіх запропонованих способів відновлення я вибираю спосіб "індукційне наплавлення". За допомогою цього способу наплавлений шар міцно з'єднується з деталлю за рахунок дифузії при високих температурах. Можливе отримання: тонкого шару з жорстким допуском на товщину покриття; незначне проплавлення основного металу; відмінне від основного металу якість наплавленого шару за хімічним складом, щільності, структурної однорідності і шорсткості.

Дані в цьому підрозділ для вибору усунення дефектів деталі впускного клапану бралися з вказаних джерел тза посиланням [26,28].

7.5 Вибір технологічних баз

При обробці впускного клапана автомобіля УАЗ 3303 шліфуванні торця стержня клапана та його фаски за технологічні бази приймаю циліндричну поверхню стержня і протилежний торець, як показано на рисунку 7.2 [25,26].

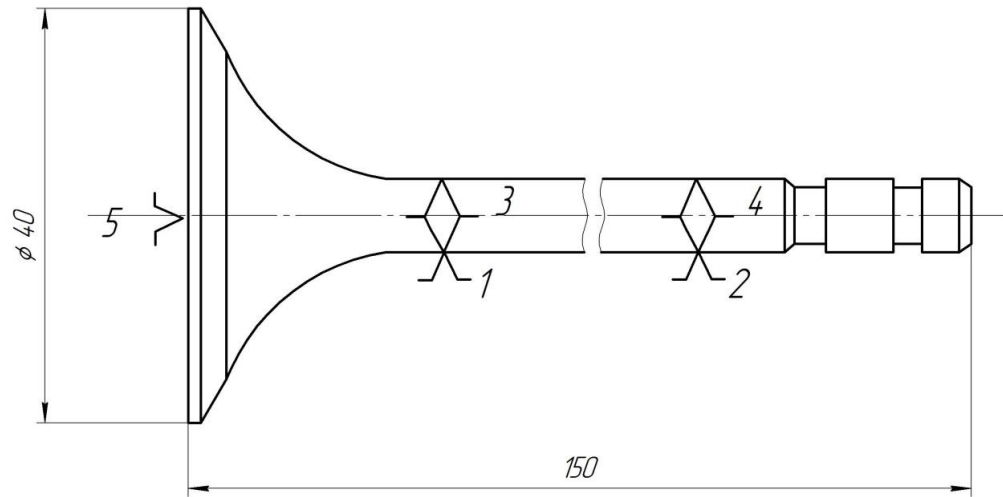


Рисунок 7.2 – Ескіз впускного клапана метод базування при обробці

В момент шліфування стержня клапана за технологічні бази приймаємо циліндричну поверхню клапана, як показано на рисунку 7.3 [25,26].

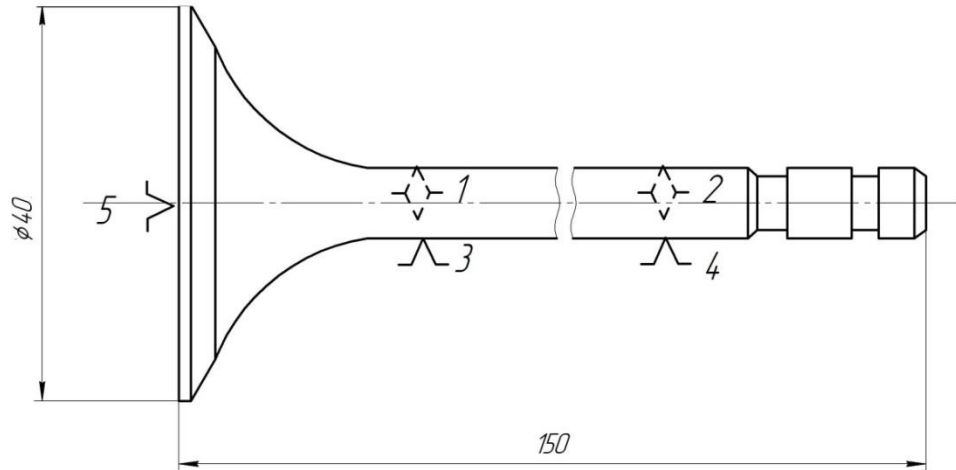


Рисунок 7.3 - Ескіз впускного клапана метод базування при обробці

В момент шліфування фаски клапана за технологічні бази приймаю циліндричну поверхню стержня і протилежний торець, як показано на рисунку 7.4 [25,26].

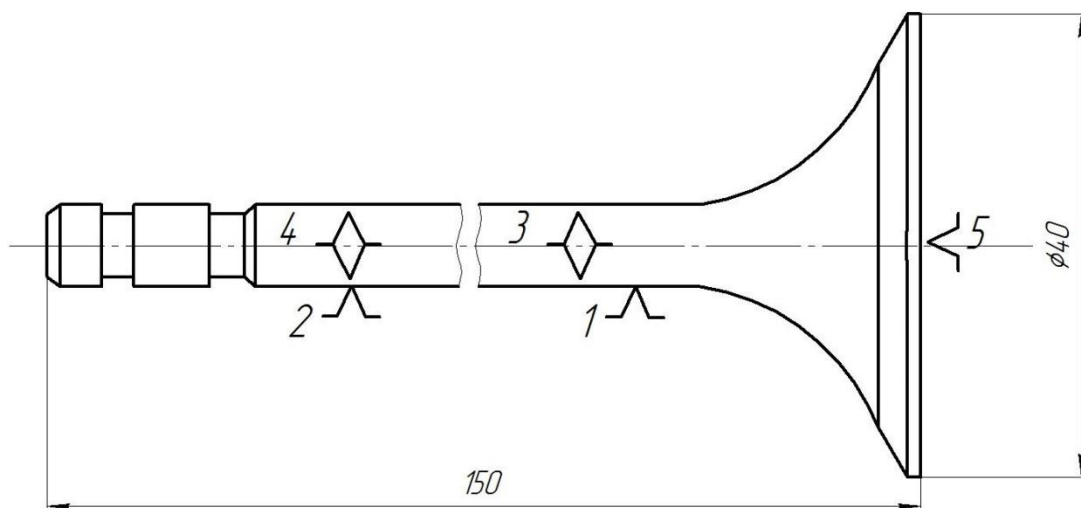


Рисунок 7.4 - Ескіз впускного клапана метод базування при обробці

7.6 Технологія усунення кожного дефекту

Встановлюється послідовність виконання операцій для усунення кожного з дефектів деталі:

Дефект №1 - Згин стержня клапана (НВ 178, й не більше) [25,26]:

1. Правка

Правити витримуючи биття до 0,03 мм.

Дефект №2 - Знос стержня клапана (НВ 178, й не більше) [25,26]:

1.Шліфувальна.

Шліфувати стержень, витримуючи $d=8,5_{-0,036}$, на довжину $l = 150$.

2.Хромування.

Наростити стержень, витримуючи $d=9,1^{+0,15}$, на довжину $l = 150$.

3.Шліфувальна.

Шліфувати стержень остаточно, витримуючи $d=9_{-0,075}^{-0,050}$, на довжину $l =$

150.

Дефект №3 - Виробітка на торці стержня клапану (НВ 178, й не більше) [25,26]:

1. Шліфувальна

Шліфувати торець клапану «як чисто», забезпечуючи Ra 0,32.

Дефект №4 - Виробіток на працюючій фасці клапана (НВ 178, й не більше) [25,26]:

1. Індукційне наплавлення

Наплавити конічну та циліндричну поверхні фаски, витримуючи товщину поясу циліндричної поверхні не менше ніж 1 мм

2. Токарна

Точити циліндричну і конічну поверхні фаски клапана, витримуючи $d=40_{0,1}$ $l = 0,6$ фаски 45° ;

3. Шліфувальна

Шліфувати конічну поверхню фаски, витримуючи кут фаски 45° , на довжину $l = 0,5$.

4. Притирання

Притерти конічну поверхню фаски клапана, витримуючи $Ra = 0,63$.

Дані в цьому підрозділ для вибору усунення кожного з дефектів деталі впускного клапана бралися з вказаних джерел тза посиленням [25,26,28].

7.7 Технологічний маршрут відновлення деталі

Вибір послідовності операцій [24,25,26]:

005 Правка ХХХХ

Правити стержень клапана витримуючи биття до 0.03 мм.

010 Наплавлення 9300

Наплавити конічну та циліндричну поверхні фаски, витримуючи товщину поясу циліндричної поверхні, не менше ніж на 1 мм

015 Токарна 4110

Точити циліндричну і конічну поверхні фаски клапана, витримуючи $d=40_{0,1}$ на довжину $l = 0,6$ кут фаски 45°

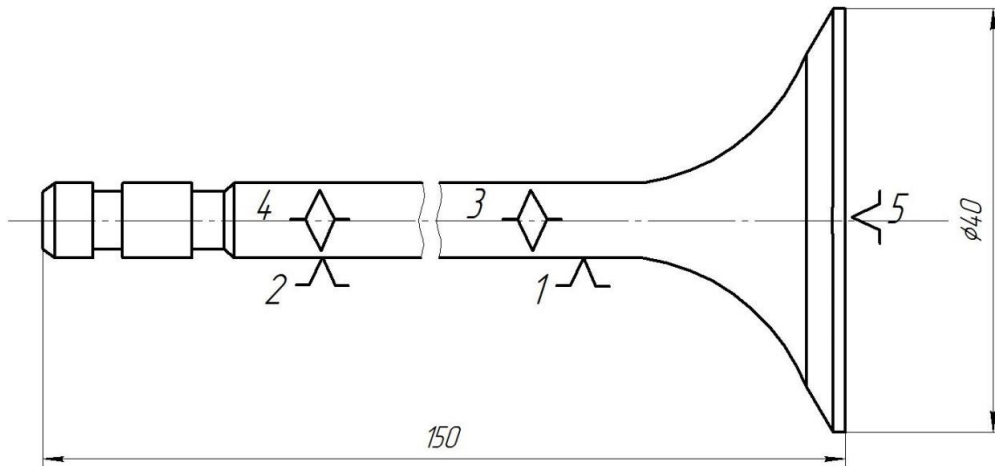


Рисунок 7.5 - Ескіз впускного клапана метод базування при обробці токарній

020 Шліфувальна 4130

Шліфувати фаску клапана остаточно, витримуючи товщину поясу циліндричної поверхні не менш як 0,5 мм

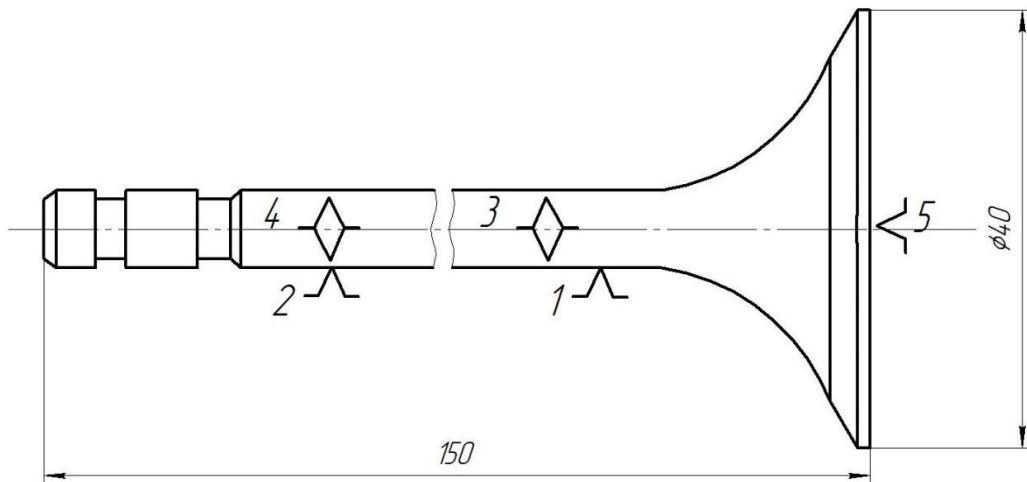


Рисунок 7.6 - Ескіз впускного клапана метод базування при обробці шліфувальній

025 Шліфувальна 4130

Шліфувати стержень попередньо витримуючи $d = 8,5_{-0,075}^{-0,050}$ $l = 150$

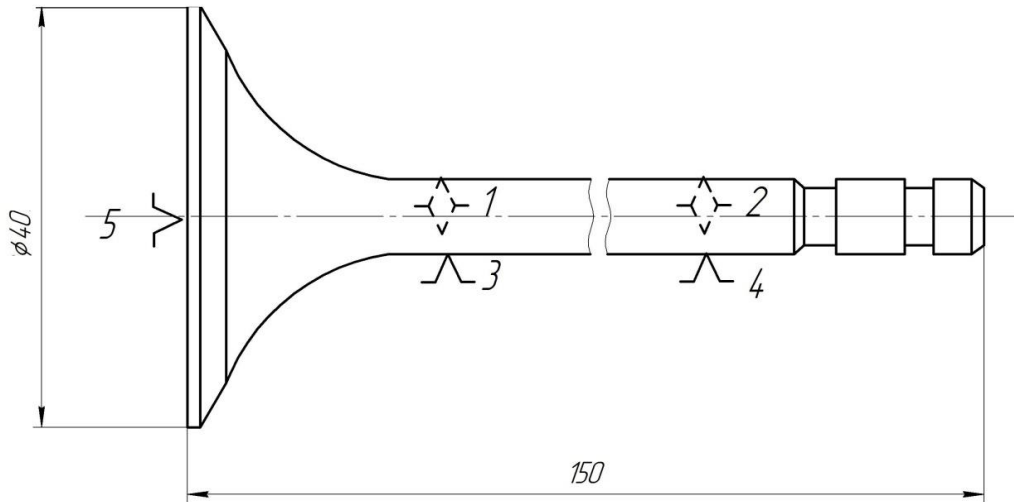


Рисунок 7.7 - Ескіз впускного клапана метод базування при обробці шліфувальній

030 Хромування 7174

Наростити стержень клапана, витримуючи $d=9,1^{+0,1}$, на довжину $l = 150$.

035 Шліфувальна 4130

Шліфувати стержень остаточно, витримуючи $d=9_{-0,075}^{-0,050}$, на довжину $l = 150$

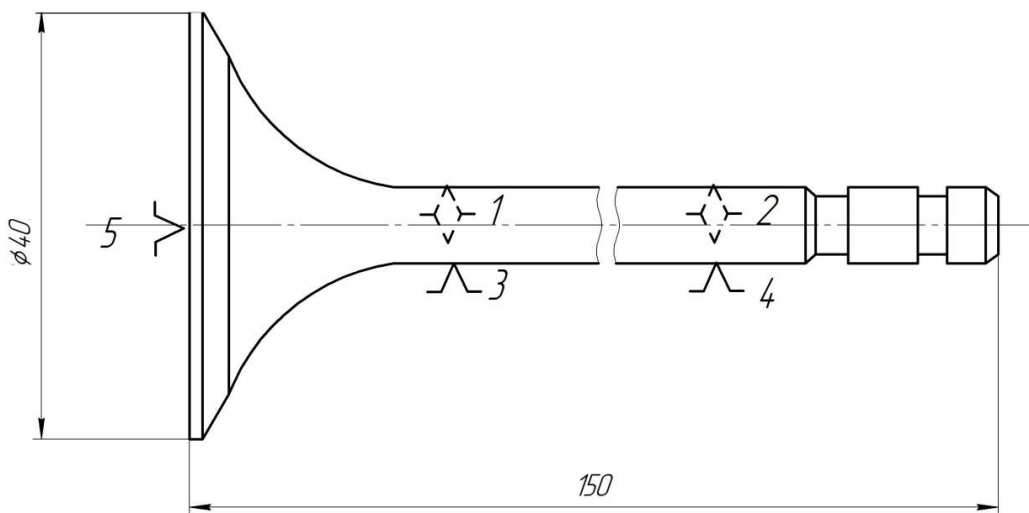


Рисунок 7.8 - Ескіз впускного клапана метод базування при обробці шліфувальній

040 Шліфувальна 4130

Шліфувати торець стержня клапана «як чисто», забезпечуючи шорсткість $Ra\ 0,32$

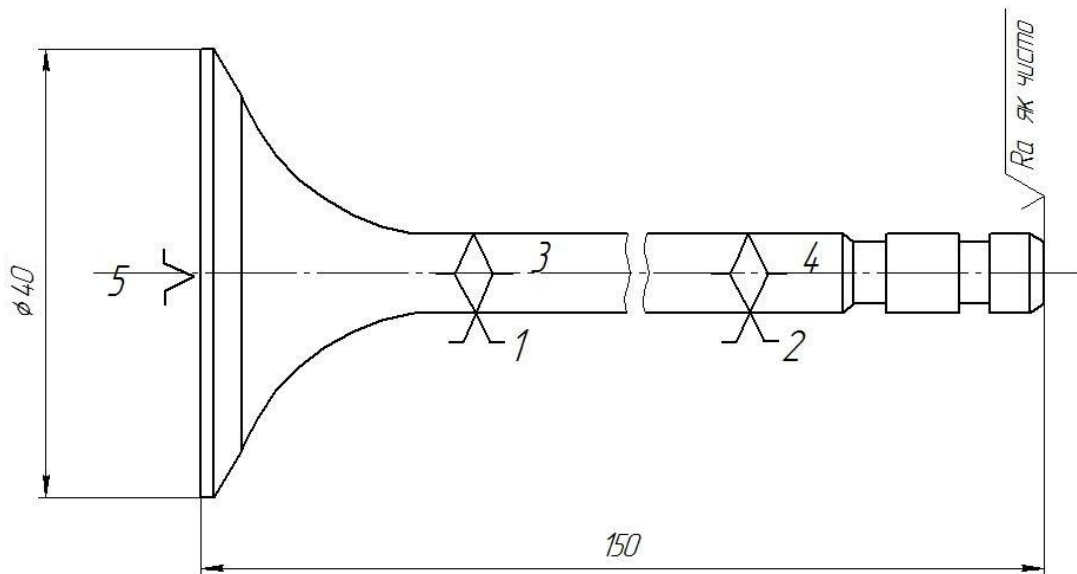


Рисунок 7.9 - Ескіз впускного клапана метод базування при обробці шліфувальній

045 Притирання 4130

Притерти конічну поверхню фаски клапана, витримуючи $Ra = 0,63$.

Дані в цьому підрозділ для вибору черговості усунення кожного з дефектів деталі впускного клапана бралися з вказаних джерел тза посиланням [24,25,26].

7.8 Вибір обладнання та засобів технологічного оснащення

Вибір обладнання та виконавців на операції з відновлення впускного клапана [24,25,26,27]:

005 Правка ХХХХ

Виконавець – 17474 слюсар 2-го розряду;

382232.ХХХХ – прес 2135-1М;

XXXX.XXXXX - пристосування для контролю клапанів [24,25,26,27].

010 Наплавлення 9300

Виконавець – 11629 електрозварник на напіваавтоматичних машинах 3-го розряду;

386291.XXXX – верстат для індукційного наплавлення моделі ВЧ-25А (ТВЧ);

396111.XXXX – патрон самоцентруючий трьохкулачковий ГОСТ 2675-80;

393301.XXXX – штангенциркуль ЩЦ-1-125-0,1 ГОСТ 166-80;

Пресована заготовка шихти [24,25,26,27].

015 Токарна 4110

Виконавець -18217 токар 3-го розряду;

381101.XXXX – верстат токарно-гвинторізний моделі 16К20;

396111.XXXX – патрон самоцентруючий трьохкулачковий ГОСТ 2675-80;

392131.XXXX – різець прохідний відігнутий з алмазними вставками ГОСТ 13297-86;

393301.XXXX – штангенциркуль ЩЦ-1-125-0,1 ГОСТ 166-80 [24,25,26,27].

020 Шліфувальна 4130

Виконавець – 18873 Шліфувальник 4-го розряду;

381839.XXXX - верстат для шліфування фаски клапану МШ-197А;

396111.XXXX – патрон цанговий ГОСТ 26539-85;

398100.XXXX – круг шліфувальний ПП 500×150×305 40П С2 5 К8 35 м/с АА 1кл ГОСТ 2424-83;

393301.XXXX – штангенциркуль ЩЦ-1-125-0,1 ГОСТ 166-80 [24,25,26,27].

025 Шліфувальна 4130

Виконавець – 18873 Шліфувальник 4-го розряду;

381314.XXXX – верстат безцентрово-шліфувальний 3М184А;

- 398100.XXXX – круг шліфувальний ведучий ПП 500×150×305 40П С2 5
К8 35 м/с АА 1кл ГОСТ 2424-83;
- 398100.XXXX – круг шліфувальний ведений ПП350×150×305 40П С2 5
К8 35 м/с АА 1кл ГОСТ 2424-83;
- 394243.XXXX – скоба С1 50 ГОСТ 11098-75 [24,25,26,27].
- 030 Хромування 7174
Виконавець – 11637 гальванік 3-го розряду;
385610.XXXX ванна гальванічна;
XXXX. XXXX гачки бронзові;
393301.XXXX – штангенциркуль ЩЦ-1-125-0,1 ГОСТ 166-80;
Електроліт – суміш хромового ангідриду, сірчаної кислоти та дистильованої води [24,25,26,27].
- 035 Шліфувальна 4130
Виконавець – 18873 Шліфувальник 4-го розряду;
381314.XXXX – верстат безцентрово-шліфувальний 3М184А;
398100.XXXX – круг шліфувальний ведучий ПП 500×150×305 40П С2 5
К8 35 м/с АА1кл ГОСТ 2424-83;
- 398100.XXXX – круг шліфувальний ведений ПП350×150×305 40П С2 5
К8 35 м/с АА 1кл ГОСТ 2424-83;
- 394243.XXXX – скоба С1 50 ГОСТ 11098-75 [24,25,26,27].
- 040 Шліфувальна 4130
Виконавець – 18873 Шліфувальник 4-го розряду;
381839.XXXX - верстат для шліфування фаски клапану МШ-197А;
XXXXXXXX.XXXX – призма;
398100.XXXX – круг шліфувальний ПП600×150×305 24А 10П С1 5 К8 35
м/с АА 1кл ГОСТ 2424-83 [24,25,26,27].
- 045 Притирання 4130
Виконавець – 18873 Шліфувальник 4-го розряду;
XXXXXXXX.XXXX – верстат для притирки клапанів;

XXXXXX.XXXX – паста для притирання клапанів, алмазна ZOLEX AM-532 [24,25,26,27].

Дані в цьому підрозділ для вибору обладнання для усунення кожного з дефектів деталі впускного клапану бралися з вказаних джерел тза посиланням [24,25,26,27].

7.9 Визначення припусків

Розраховуємо припуски і розміри на кожну операцію (перехід) обробки стержня клапана $d = 9_{-0,075}^{-0,050}$, $l = 150$, який відновлюється хромуванням (допуск $\delta_d = 0,016$ на даний розмір відповідає 6-му квалітету точності) [24,25,26,27].

Допустимий без ремонту діаметр деталі $d_{др} = 8,7_{-0,075}^{-0,050}$.

1. Маршрут відновлення поверхні стержня такий:

Шліфувати стержень попередньо, витримуючи $d_{зг}$

Наростити стержень, витримуючи $d_{нар}$

Шліфувати стержень остаточно, витримуючи d_d

Шліфувати поверхню остаточно, витримуючи $d_2 = d_d = 8,7_{-0,075}^{-0,050}$

2. Визначаю припуски на кожну стадію обробки шийки:

Припуск на виправлення геометричної форми $z_{гф} = 0,2$

Припуск на мех. обробку після хромування $z_{min} = 0,1$

Припуск на чистове шліфування $z_1 = 0,1$

3. Рахуємо загальний припуск на механічну обробку $z_{заг}$ за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [26]:

$$z_{заг} = z_1 + z_2; \quad (7.1)$$

$$z_{заг} = 0,1 + 0 = 0,1$$

4. Рахуємо діаметр заготовки за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [26]:

$$d_{зг} = d_{др} - z_{гф}; \quad (7.2)$$

$$d_{зг} = 8,7 - 0,2 = 8,5;$$

Приймаю для розрахунку $d_{зг} = 8,5$

5. Рахуємо товщину нарощеного шару $h_{нар}$ за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [26]:

$$h_{нар} = (d_d - d_{зг}) + z_{заг}; \quad (7.3)$$

$$h_{нар} = (9 - 8,5) + 0,1 = 0,6.$$

6. Порівнюємо $h_{нар}$ з табличним мінімальним припуском на механічну обробку $z_{мін}$ після залізнення, який за таблицею становить 0,4 мм. $h_{нар} > z_{мін}$, а в нашому випадку $0,65 > 0,4$.

7. Оскільки умова виконується, то розрахунок розміру шийки після нарощування проводимо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [26]:

$$d_{нар} = d_{зг} + h_{нар}; \quad (7.4)$$

$$d_{нар} = 8,5 + 0,6 = 9,1$$

Приймаю для розрахунку $d_{нар} = 9,1$

8. Допуск на розмір $d_1 = 8,5_{-0,036}$ після попереднього шліфування приймаємо за 9-им квалітетом. Він становить $\delta_3 = 0,036$. Тоді діаметр стержня клапана після попереднього шліфування буде $d_1 = 8,5 - 0,036 = 8,5_{-0,036}$.

Допуск на розмір $d_{нар} = 9,1$ після хромування визначаємо за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [26]:

$$\delta_{нар} = (0,2 \dots 0,3) h_{нар}, \quad (7.5)$$

$$\delta_{нар} = (0,2 \dots 0,3) \cdot 0,5 = 0,1 \dots 0,15.$$

Приймаю $\delta_{нар} = 0,15$.

Тоді діаметр шийки після нарощування буде $d_{нар} = 9,1^{+0,15}$.

9. Допуск на розмір $d_{зг} = 8,5$ після попереднього шліфування для виправлення геометричної форми також приймаємо за 9-им квалітетом. Він становить $\delta_1 = 0,036$ Тоді діаметр шийки заготовки буде $d_{зг} = 8,5_{-0,036}$, записуємо остаточні розміри деталі на кожному переході у відповідності до маршруту обробки [24,25,26,27].

10. Записуємо остаточні розміри деталі на кожному переході у

відповідності до маршруту обробки впускного клапана [24,25,26,27]:

Шліфувати стержень попередньо, витримуючи $d_{зг} = 8,5_{-0,036}$,

Наростити стержень, витримуючи $d_{нар} = 9,1^{+0,15}$,

Шліфувати стержень остаточно, витримуючи $d_{д} = 9_{-0,075}^{-0,050}$

Дані в цьому підрозділ для вибору припусків для усунення кожного з дефектів деталі впускного клапану бралися з вказаних джерел тза посиланням [24,25,26,27,29].

7.10 Дослідження режимів різання та основного часу

030 Хромування

Хромувати стержень клапана, витримуючи $d = 9,1^{+0,15}$ Товщина шару металу, що нарощується беремо $h = 0,6$ мм,

Густина металу, що осаджується $\gamma = 6,9$ г/см³.

Катодна густина струму $D_k = 40$ А/дм².

Електрохімічний еквівалент $c = 0,324$ г/А·год;

Вихід металу за струмом $\eta = 13$ %

Розраховуємо основний час на операцію гальванічного нарощування за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [26]:

$$t_o = \frac{60 \cdot 1000 \cdot h \cdot \gamma}{D_k \cdot c \cdot \eta}, \quad (7.6)$$

$$t_o = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0,6 \cdot 6,9}{40 \cdot 0,324 \cdot 13} = 143,2 \text{ хв.}$$

Дані, що були отримані заносимо в таблицю 7.2 для хромування.

Таблиця 7.2 - Результати розрахунків

Номер і найменування операції	h , мм	γ , г/см ³	D_k , А/дм ²	c , г/А·год	η , %	T_o , хв
030 Хромування	0,6	6,9	40	0,324	13	143,2

У ванну одночасно занурюють партіями по 12 деталей, тому час на обробку однієї деталі становитиме до 12 хвилин.

Розрахунок і призначення режимів різання на інші операції механічної обробки заносимо до зведеної таблиці 7.3 [25].

Таблиця 7.3 - Розрахунок і призначення режимів різання на інші операції механічної обробки

Номер і найменування операції	t , мм	s , мм/об мм/хв	v , м/хв	n , хв ⁻¹ або n_d	T_o , хв
005 Правка	-	-	-	-	0,5
010 Наплавлення	-	-	-	180	1
015 Токарна	0,4	0,4	175	16	0,18
020 Шліфувальна	0,1	10	30	150	0,42
025 Шліфувальна	0,1	10	35	200	0,25
035 Шліфувальна	0,1	0,8	35	200	0,27
040 Шліфувальна	-	-	19	200	0,08
045 Притирання	-	-	-	45	5,2

7.11 Визначення норм часу

Розраховуємо норму часу на операцію 020 Шліфувальна. Річна програма випуску деталей $N = 3500$ шт. Річний фонд часу $F = 2004$ годин. Основний час на операцію $T_o = 0,41$ хв [24,25,26,27,28,30,31].

Розраховуємо допоміжний час на операцію за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче[25,26,27,29]:

$$T_{дон} = T_{вс} + T_{пр}, \quad (7.8)$$

де $T_{вс}$ – час на встановлення і зняття деталі визначаємо за [27]. $T_{вс} = 0,3$ хв.

$T_{пр}$ – час, пов'язаний з виконанням проходу визначаємо за [27]. $T_{пр} = 1$ хв.

$$T_{дон} = 1 + 0,3 = 1,2 \text{ хв.}$$

Розраховую оперативний час за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [26]:

$$T_{on} = T_o + T_{don}, \quad (7.9)$$

$$T_{on} = 0,41 + 1,2 = 1,62 \text{ хв.}$$

Розраховую додатковий час за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [26]:

$$T_{dod} = T_{ope} + T_{en} = \frac{T_{on}}{100} \cdot k, \quad (7.10)$$

де T_{ope} – час на організаційно-технічне обслуговування, хв;

T_{en} – час на власні потреби робітника, хв.

Допоміжний час розраховую на свердлильні роботи становить 12 % від оперативного і розраховується за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [26]:

$$T_{dod} = 1,61 * 0,12 = 0,19 \text{ хв.}$$

Визначаємо підготовчо-заключний час T_{nz} за допомогою формули [25]:

При встановленні деталі на столі з кріпленнями болтами і планками, середні ступені підготовки до роботи, при кількості інструментів при наладці від 1 до 2.

$$T_{nz} = 5 \text{ хв}$$

Розраховуємо штучний час T_{umt} за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [26]:

$$T_{umt} = T_o + T_{don} + T_{dod}, \quad (7.11)$$

$$T_{umt} = 0,41 + 1,2 + 0,19 = 1,8 \text{ хв}$$

Аналогічно визначаємо складові штучного часу, підготовчо-заключного часу на всі інші операції 8 штук технологічного процесу і результати заносимо в зведену таблицю 7.4 [26].

Таблиця 7.4 – Результати розрахунків штучного часу, та підготовчо-заключний час

Номер і найменування операції	T_o або $T_{ни}$, хв	T_{don} , хв	T_{on} , хв	T_{dod} , хв	T_{umt} , хв	T_{nz} , хв
005 Правка	0,5	0,2	0,7	0,09	0,79	4
010 Наплавлення	1	0,9	1,9	0,22	2,12	15
015 Токарна	0,18	0,69	1,86	0,98	2,85	15
020 Шліфувальна	0,42	1,2	1,61	0,19	1,81	8

025 Шліфувальна	0,21	1,1	1,51	0,19	1,51	7
030 Хромування	12	0,35	12,35	0,22	12,57	6

Продовження таблиці 7.4

035 Шліфувальна	0,26	1,1	1,36	0,16	1,53	4
040 Шліфувальна	0,08	0,1	0,17	0,02	0,20	9
045 Притирання	5,2	3,1	8,3	1,12	9,42	6

Розраховуємо такт випуску деталей t_g за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [26]:

$$t_g = \frac{F_d \cdot 60}{N}, \quad (7.12)$$

$$t_g = \frac{2004 \cdot 60}{3500} = 34 \text{ хв/шт.}$$

Розраховують середній штучний час T_{umcp} за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [26]:

$$T_{umcp} = \frac{\sum T_{um}}{m}, \quad (7.13)$$

$$T_{umcp} = \frac{32,81}{9} = 3,6 \text{ хв.}$$

Розраховуємо коефіцієнт серійності k_c за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [26]:

$$k_c = \frac{t_g}{T_{umcp}}, \quad (7.14)$$

$$k_c = \frac{34}{3,6} = 10$$

Зіставляємо коефіцієнт серійності k_c з даними [31] та визначаємо тип виробництва.

Коефіцієнт серійності $k_c = 10$, що при такій програмі випуску виробництво буде дрібносерійним.

В залежності від типу виробництва визначаємо коефіцієнт K , який враховує втрати часу на підготовчо-заклучні роботи за дійсною формулою, що

зараз тут показана нижче [31]:

$$K = 0,14 \dots 0,18$$

Приймаємо $K = 0,10$

Розраховую кількість деталей в партії n за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [31]:

$$n = \frac{\sum T_{nz}}{K \cdot \sum T_{um}}, \quad (7.15)$$

$$n = \frac{74}{0,10 \cdot 32,8} \approx 22 \text{ шт.}$$

Розраховую штучно-калькуляційний час $T_{ук}$ за дійсною формулою, що зараз тут показана нижче [31]:

$$T_{ук} = T_{um} + \frac{T_{nz}}{n}, \quad (7.16)$$

$$T_{ук} = 1,81 + \frac{6}{22} = 2,17 \text{ хв.}$$

Розраховуємо штучно-калькуляційний час $T_{ук}$ на всі інші операції 9 штук технологічного процесу за формулою і результати заносимо в зведену таблицю 7.5 [25].

Таблиця 7.5– Дані штучно-калькуляційного часу

Номер і найменування операції	$T_{шт}$, хв	$T_{шк}$, хв
005 Правка	0,79	0,97
010 Наплавлення	2,12	2,8
015 Токарна	2,85	3,53
020 Шліфувальна	1,81	2,17
025 Шліфувальна	1,51	1,82
030 Хромування	12,57	12,84
035 Шліфувальна	1,53	1,71
040 Шліфувальна	0,20	0,61
045 Притирання	9,42	9,7

Дані в цьому підрозділ для визначення норм часу для усунення кожного з дефектів деталі впускного клапану бралися з вказаних джерел тза посиланням [24,25,26,27,28,30,31].

Дані в цьому розділі по дослідження усунення кожного з дефектів деталі впускного клапану бралися з вказаних джерел за посиланням [24,25,26,27,28,29,30,31].

ВИСНОВКИ

По завершенню написання моєї магістерської кваліфікаційної роботи, склав загальний висновок про виконану роботу в дипломному проекті та зображену на сторінках записки до диплому та аркушах формату ватман в кількості дванадцяти штук та додаткові листи з специфікацією на креслення.

Тема мого дипломного проекту звучить, як: Проект вантажного автомобіля з дослідженням технологічного процесу відновлення впускного клапана та відновлення вилки кардану /комплексний проект/.

Саме було виконано розрахунок самого автомобіля, його двигуна, підвіски всієї, дослідження технології відновлення впускного клапана автомобіля УАЗ 3303.

Кожний розділ роботи поділяє між собою частинки елементів диплому, от і в першому розділі було проведено опис автомобіля, що проектується, аналіз вантажних автомобілів за параметрами й так далі.

В другому розділі було проведено первинний та загальний розрахунок параметрів вантажного малого автомобіля за різними ознаками, вираховано потужність двигуна, що складає аж 90 кВт і є дуже не поганим за потужністю двигуном в автомобіль, що проектується, розраховано віс передаточні числа на 5 передач..

В третьому розділі розрахований сам двигун, 421 рядний виготовляється для УАЗів, розраховали параметри палива, яким він заправляється, кількість вихлопних газів та шкідливих в ньому часточок, побудували індикаторну схему для ДВЗ, вираховув навантаження на шийки колінчастого валу двигуна машини.

В четвертому розділі побудовані та розраховані графіки за методом А.Н. Остренцова показники тягової характеристики, розраховані параметри руху при рівномірному та нерівномірному навантаження.

В п'ятому розділі визначено паливну економічність автомобіля $\psi = 0,03$ буде самим економічним, а саме коли швидкість буде 17.2 м/с, це є 62 км/год на останній швидкості та пораховано гальмівний шлях технічного засобу.

В шостому розділі прорахована вся підвіска автомобіля включно з ресорами та амортизаторами, по розрахунках все відповідає нормі експлуатації для технічних засобів.

В сьомому розділі було досліджено сам процес відновлення деталі впускний клапан автомобільного двигана УРАЛ 3303, а саме наша деталь має чотири дефекти для відновлення, саме такі: згин стержня клапана, знос стержня впускного клапана, виробітка на торці стержня клапану, виробіток на працюючій фасці клапана. Відновлювався клапан за девять операцій.

Від себе хочу додати, що клапана по тціні не дуже дорогі і в принципі, якщо мають більш серйозні дефекти то просто бракуються й міняються на нові, а з старих виходять гарні ножі, якщо правильно добитися форми леза, такі ножі мають свої характеристики довгий час та дуже повільно затуплюються.

Завершально можу сказати, що моя робота відповідає всім нормам по виконання дипломного магістерського проєкта.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту УАЗ Карго 23602. / 2008 -99с.
5. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту, УАЗ ПРОФИ./2017 -97с.
3. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту УАЗ 3303. 1987 -100с.
4. Гришкевич А.И. Автомобілі: Теорія. Минск: Вышэй шк.,1986.-240 с.
5. Кисликов В. Ф., Лущик В. В. / Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. —6-те вид. - К.: Либідь, 2006. — 400 с.
6. Литвинов А.С. Фаробин Я.Е. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1984. - 272с
7. Кошарний М.Ф. Основи механіки та енергетики автомобіля. – К.: Вища шк., 1992. – 200 сторінок.
8. Гухо В. Г. Аэродинамика автомобиля (під редакції В. Г. Гухо). / В. Г. Гухо.:Москва,1987. –424 ст.
9. Автомобильные двигатели / Под общей ред. М.С.Ховаха. - 2-е изд. -М: Машиностроение, 1977.
10. Тяговий розрахунок автомобіля. Методичні вказівки до виконання курсового проекту, практичних занять та розрахунково-графічної роботи для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня “бакалавр” галузі знань 0701 - “Транспорт і транспортна інфраструктура” за напрямом 6.070106 - “Автомобільний транспорт” / Укл.: Хоменко І. М.-Чернігів: ЧДТУ, 2011. - 40 с.
11. Методичні вказівки до виконання випускної кваліфікаційної роботи бакалавра (магістра) для студентів за напрямом підготовки 6.070106 – “Автомобільний транспорт” / Укл.: Хоменко І. М., В. І. Кальченко -Чернігів: ЧДТУ 2011. - 46с

12. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. –3-е изд. – М.: Высшая школа, 2003. – 496 с.
13. Гаспарянц Г. А. Конструкция, основы расчета автомобиля / Г. А. Гаспарянц, Я. Х. Закин. –М.: Машиностроение, 1978. –351 с.
14. Лукин П. П. Конструирование и расчет автомобиля / П. П. Лукин , Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. –М.: Машиностроение, 1984. –376 с.
15. Хоменко І.М., Кобринець А.К. Розрахунок автотракторних двигунів. Навчальний посібник. – Чернігів, 2011.- 209 с.
16. Абрамчук Ф.І., гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є. /Автомобільні двигуни: підручник- 2ге видання / 2004. – 476с.
17. Лиханов В.А., Девятьяров Р.Р. Расчет автомобильных двигателей: Учебное пособие. – Киров: Вятская ГСХА, 2007. – 176 с.
18. Методические указания к выполнению курсовой работы «Тяговый расчет автомобиля» / Железнов Е. И.– Волгоград: Волгоград, гос. техн. ун-т, 202.–33с.
19. Мащенко А.Ф. Тормозная система автомобиля. — Москва: Высшая школа. 1972. -135 с.
20. Дмитриевский А.В., Шатров Е. В. Топливная экономичность двигателей./А.В.Дмитриевский, Е. В. Шатров.: Машиностроение, 1985. –208с.
21. Пономарев С. Д. Расчет упругих элементов машин и приборов. / С. Д. Пономарев, Л. Е. Андреева. М.: Машиностроение, 1980.
22. Раймпель И. Шасси автомобиля – элементы подвески. / И. Раймпель: Машиностроение, 1987.
23. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля: Учебное пособие. Кузнецов В.А, Дьяков И.Ф. – Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 64 с.
24. Анурьев В.И. / Справочник машиностроителя: в 3 томах. / Том 3/ М.6 Машиностроение, 1982.

25. Нефедов Н.А. Дипломное проектирование в машиностроительных техниках: Учеб. пособие. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1986. 239 с.

26. Раємська О.Ю. Навчально-методичний посібник для курсового. Проектування з предмету "Основи технології ремонту автомобілів" / ЧНТУ КТКТ / 2016р. 137с.

27. Справочник технолога-машинобудівника / 1986 - 467с.

28. ТУ, норми по ремонту та каталог деталей ГАЗ 66 1986.—98 с.

29. Справочник конструктора-машиностроителя /Машиностроение. - ISBN 5-217-02962-720 с.

30. Дюмин И.Е., Ремонт автомобилей. М.: "Транспорт", 1999. 280 с.

31. Загально ремонтні роботи під час відновлення деталей / Машиностроение, 234 с.

Інтернет ресурси:

32. Витяг з описання вантажівки УАЗ Карго 23602/ [Електронний ресурс].
– Режим доступу: <https://wroom.ru/cars/uaz/cargo>

33. Витяг з описання вантажівки УАЗ Карго 23602/ [Електронний ресурс].
– Режим доступу: <https://trucksreview.ru/uaz/uaz-kargo-tehnicheskie-harakteristiki.html>

34. Витяг з описання вантажівки УАЗ Карго 23602/ [Електронний ресурс].
– Режим доступу: <http://truck.ironhorse.ru/uaz-cargo.html>

35. Витяг з описання вантажівки УАЗ ПРОФИ / [Електронний ресурс]. –
Режим доступу: https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A3%D0%90%D0%97_%D0%9F%D1%80%D0%BE%D1%84%D0%B8

36. Витяг з описання вантажівки УАЗ ПРОФИ / [Електронний ресурс]. –
Режим доступу: <http://truck.ironhorse.ru/uaz-profi.html>

37. Витяг з описання вантажівки УАЗ ПРОФИ / [Електронний ресурс]. –
Режим доступу: <https://www.zr.ru/content/articles/919197-uaz-profi-s-dvojnoj-kabinoj-test-drajv/>

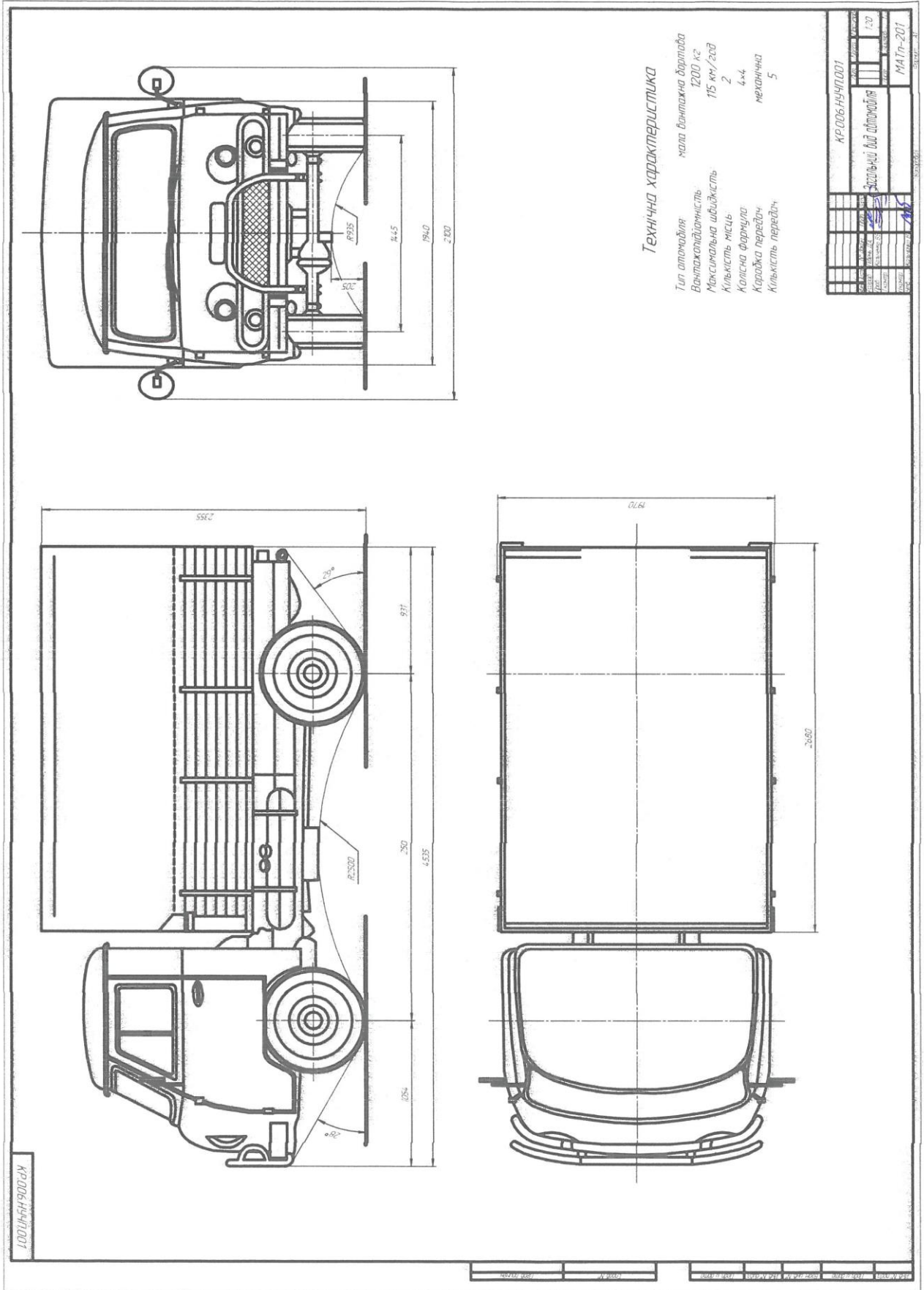
38. Витяг з описання вантажівки УАЗ 3303 / [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://wroom.ru/cars/uaz/3303#1>

39. Витяг з описання вантажівки УАЗ 3303 / [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://truck.ironhorse.ru/uaz-3303.html>

40. Витяг з описання вантажівки УАЗ 3303 / [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://trucksreview.ru/uaz/uaz-3303-tehnicheskie-harakteristiki.html>

41. Витяг з описання підвіски та елементів підвіски автомобіля УАЗ 3303 / [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.uazbuka.ru/podves.htm>

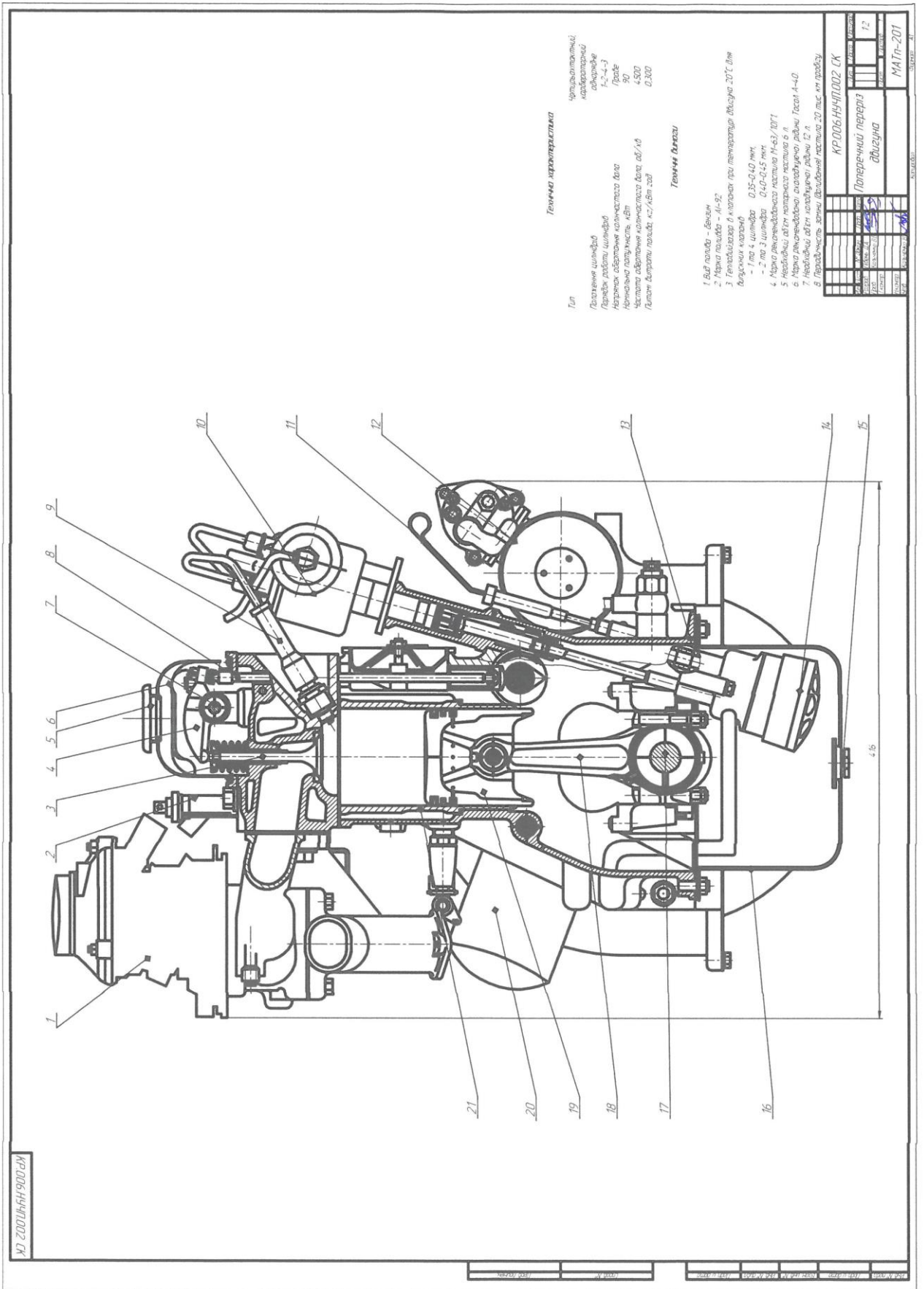
ДОДАТКИ



Технічна характеристика

Тип автомобіля: *мала вантажна дорігівка*
 Вантажопідйомність: *1200 кг*
 Максимальна швидкість: *115 км/год*
 Кількість місць: *2*
 Колісна формула: *4x4*
 Коробка передач: *механічна*
 Кількість передач: *5*

КР006НУЧП001	
Зроблено в Україні	1:20
Зроблено в Україні	МАП-201



Тип
 Показание цилиндра
 Порядок работы цилиндра
 Номинальная мощность для
 частоты вращения коленчатого вала, об/мин
 Полная тепловая мощность, кВт/лбм/сбм

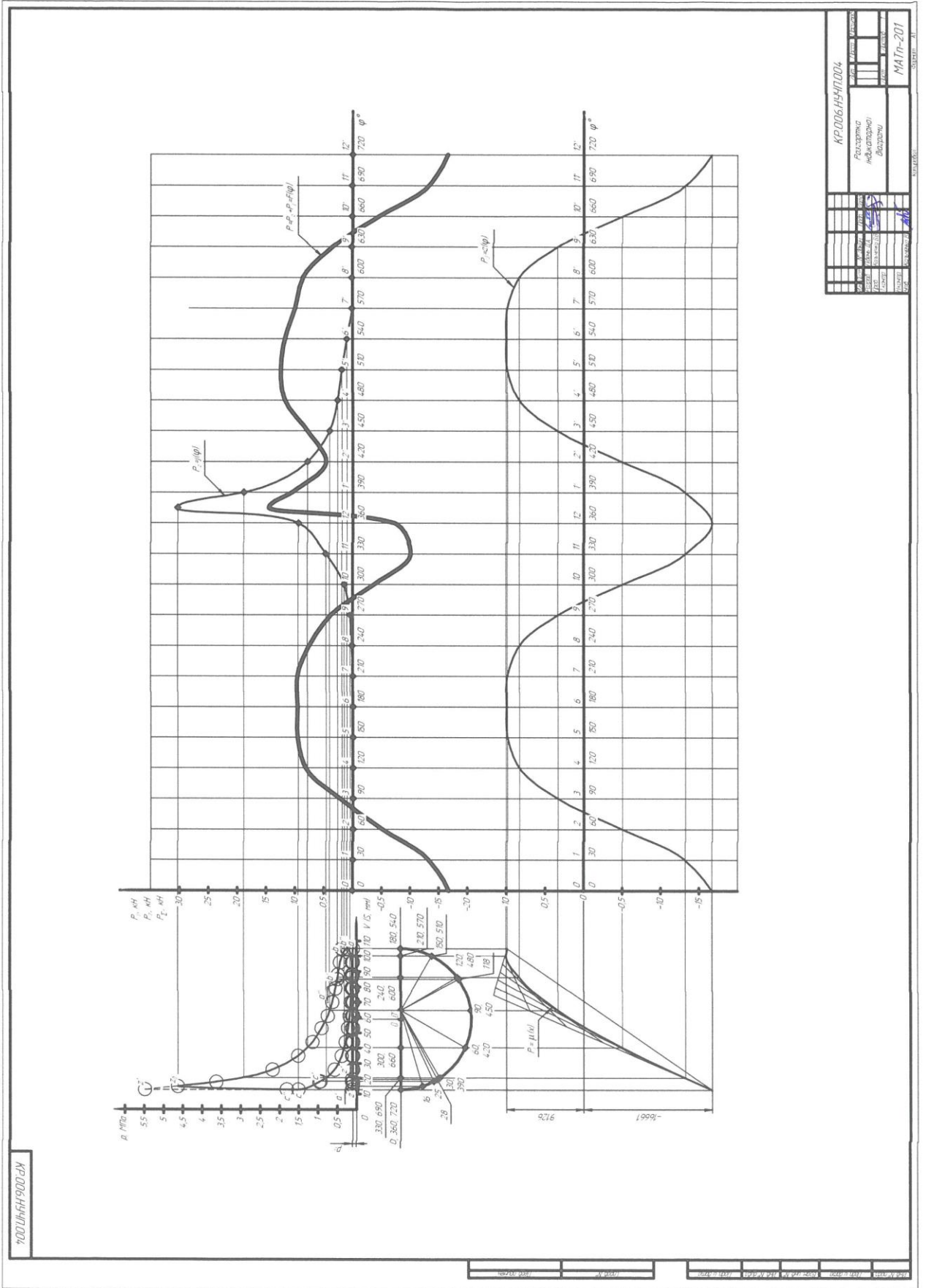
Техническая характеристика
 Четырёхтактный, карбюраторный, одновальный
 1-2-4-3
 90
 4300
 0,300

Техниче размеры
 1. Выр палец - бензин
 2. Парка палец - АИ-92
 3. Температура 0 градусов при температуре воздуха 20 Г для
 двигателя в штатном режиме
 - 2 та 3 цилиндра 0,35-0,40 мм
 - 2 та 3 цилиндра 0,10-0,15 мм
 4. Марка смазочного материала М-62/10Г
 5. Марка смазочного материала в л
 6. Марка смазочного материала в л
 7. Марка смазочного материала в л
 8. Параллельность зоны (включенной) 20 тыс. км работы

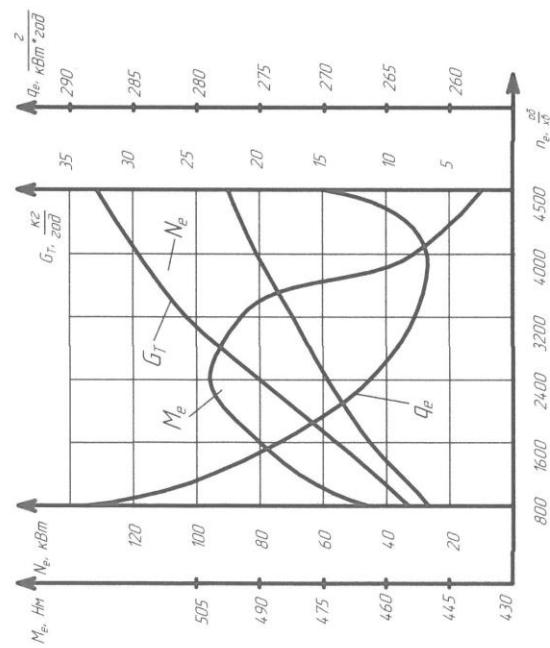
КР-006.НЧ.ЧПД02 СК	
Лист	12
Перерисованный чертёж	
двигателя	
МАП-201	

КР-006.НЧ.ЧПД02 СК

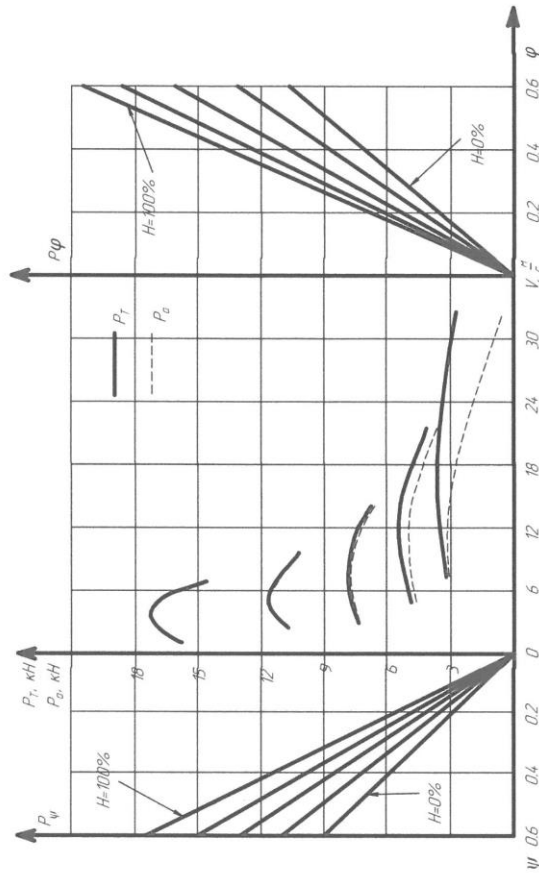
Создано	11.03.2011	11.03.2011	11.03.2011	11.03.2011	11.03.2011	11.03.2011
Проверено						
Согласовано						



900/НН/900-2/К

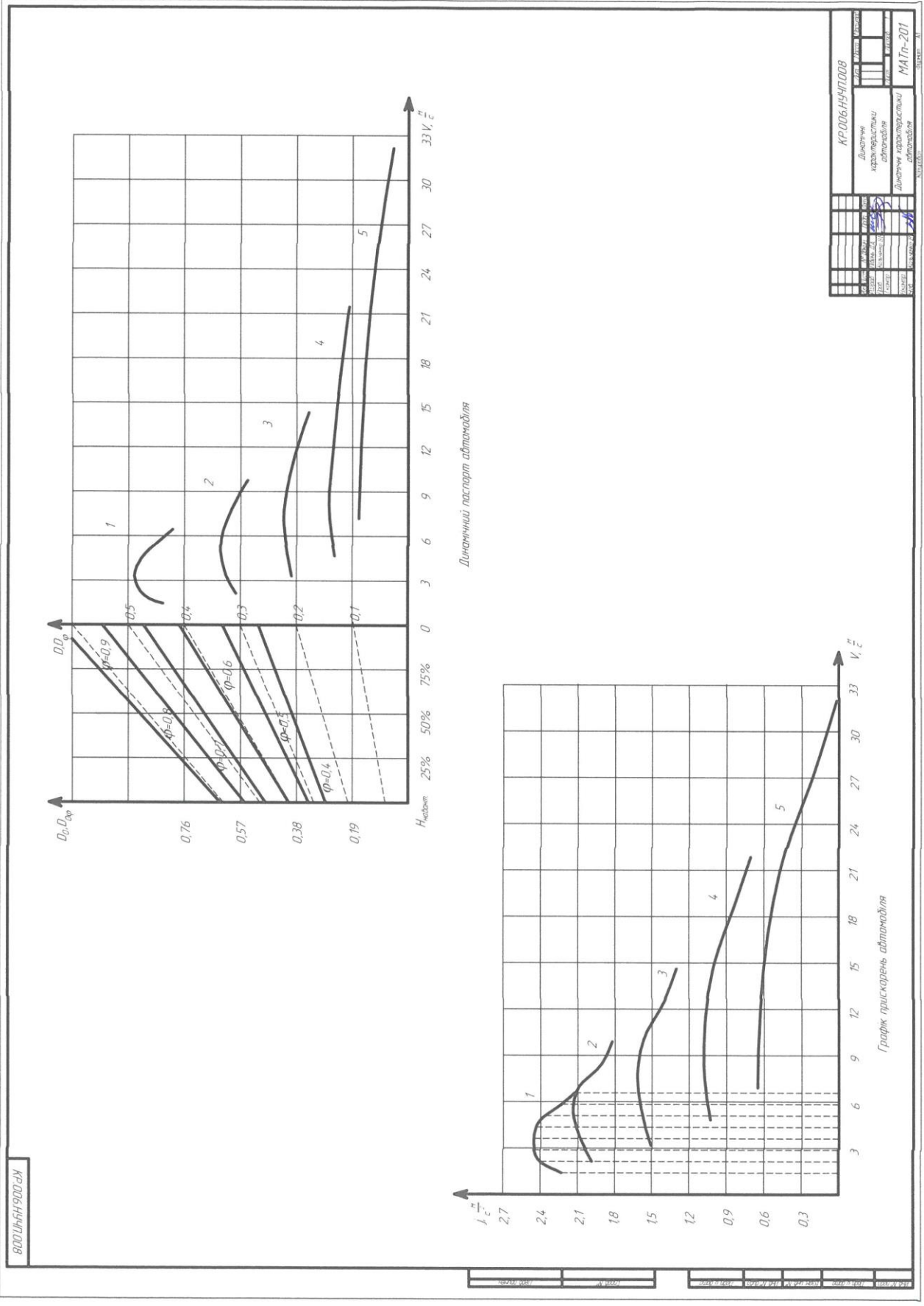


Заданная шдвдсна характеристика автомоделя

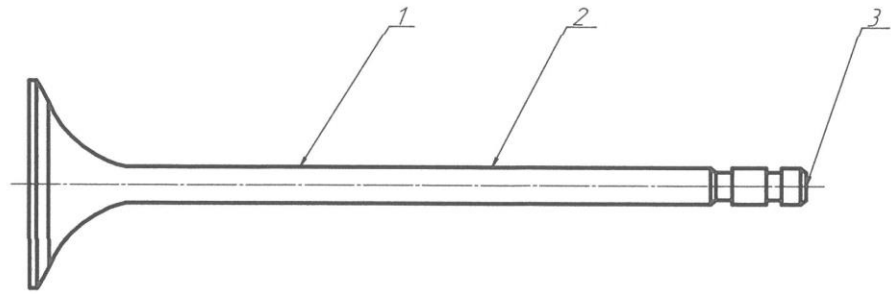


Силдвдвй ддрдддс автомоделя

КР0006НН0006	
Заданная шдвдсна характеристика автомоделя	МАП-201
Имя	И.И.И.
Фамилия	И.И.И.
Год	2000
Место	И.И.И.
Страна	И.И.И.
Школа	И.И.И.
Университет	И.И.И.
Институт	И.И.И.
Кафедра	И.И.И.
Специальность	И.И.И.
Курс	И.И.И.
Семестр	И.И.И.
Группа	И.И.И.
Номер	И.И.И.
Дата	И.И.И.
Подпись	И.И.И.
Место	И.И.И.



КР.006.НУЧ.П.011



Деталь (складальна одиниця) Впускний клапан					
№ деталі (складальної одиниці) 4.21-10070.10					
Матеріал Стпкт 40Х9С2 ГОСТ 2590-2006					
Твердість ННС 38..48					
Позиція на ескізі	Можливий дефект	Спосіб виявлення дефекту і засоби контролю	Размір, мм		Висновок
			за робочим кресленням (номінальний)	допустимий без ремонту	
1	Згин стержня клапана	Призм. індикатори	Биття стержня не більше 0,015	Биття не більше 0,015	Ремонтувати. Шліфування робочої поверхні гайки і фаски гайки
2	Знос стержня клапана	Скоба 8,7 НС або мікрометр 0-25 мм	8,8 ^{+0,050} _{-0,075}	8,7	Ремонтувати. Осталення, хромівання, залізнення
3	Виробітка на торці стержня клапана	Огляд	-	-	Ремонтувати. Шліфувати "як чисто"
4	Виробіток на працюючій фасці клапана	Огляд	-	-	Ремонтувати. Шліфування робочої фаски до розміру циліндричної частини гайки. Бракувати при висоті циліндричної гайки з оберненою фаскою не менш, як 0,8мм

КР.006.НУЧ.П.011
 01
 02
 03
 04
 05
 06
 07
 08
 09
 10
 11
 12
 13
 14
 15
 16
 17
 18
 19
 20
 21
 22
 23
 24
 25
 26
 27
 28
 29
 30
 31
 32
 33
 34
 35
 36
 37
 38
 39
 40
 41
 42
 43
 44
 45
 46
 47
 48
 49
 50
 51
 52
 53
 54
 55
 56
 57
 58
 59
 60
 61
 62
 63
 64
 65
 66
 67
 68
 69
 70
 71
 72
 73
 74
 75
 76
 77
 78
 79
 80
 81
 82
 83
 84
 85
 86
 87
 88
 89
 90
 91
 92
 93
 94
 95
 96
 97
 98
 99
 100

КР.006.НУЧ.П.011

Карта дефектів

№	Вид дефекту	Вид контролю	Відсоток контролю	Відсоток браку
1	Згин стержня	Візуальний	100%	0%
2	Знос стержня	Інструментальний	100%	0%
3	Виробіток на торці	Візуальний	100%	0%
4	Виробіток на фасці	Візуальний	100%	0%

МАТн-201

020 Шлифувальна 4.130

Варстат	Резальний інструмент	Маркування резальної частини	Режими різання			Число оборотів п. хв	Обточувальний час Тр. хв
			Глибина різання Г, мм	Підв'язність різання V, м/хв	Швидкість різання V, м/с		
МШ-1974	МШ-1974	МШ-1974	0,1	10	30,0	80	0,4-2
1.500x150x305	1.500x150x305	1.500x150x305					

015 Токарна 4.110

Варстат	Резальний інструмент	Маркування резальної частини	Режими різання			Число оборотів п. хв	Обточувальний час Тр. хв
			Глибина різання Г, мм	Підв'язність різання V, м/хв	Швидкість різання V, м/с		
8КХ20	8КХ20	8КХ20	0,4	0,4	175	16	0,18
ГОСТ 13397-86	ГОСТ 13397-86	ГОСТ 13397-86					

035 Шлифувальна 4.130

Варстат	Резальний інструмент	Маркування резальної частини	Режими різання			Число оборотів п. хв	Обточувальний час Тр. хв
			Глибина різання Г, мм	Підв'язність різання V, м/хв	Швидкість різання V, м/с		
3М194.4	3М194.4	3М194.4	0,1	0,8	35	200	0,27
1.500x150x305	1.500x150x305	1.500x150x305					

040 Шлифувальна 4.130

Варстат	Резальний інструмент	Маркування резальної частини	Режими різання			Число оборотів п. хв	Обточувальний час Тр. хв
			Глибина різання Г, мм	Підв'язність різання V, м/хв	Швидкість різання V, м/с		
МШ-1974	МШ-1974	МШ-1974	2,4	100	11	45	5,2
1.500x150x305	1.500x150x305	1.500x150x305					

КР.006.НУЧ.П.12

Операционні ЕСКЗИ

МАП-201

Форм.	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Прим.
				<u>Документація</u>		
A1			КР.006.НУЧП.002 СК	Складальне креслення	1	
				<u>Деталі</u>		
		1	КР.006.НУЧП.002.001	Карбюратор	1	
		2	КР.006.НУЧП.002.002	Кран подачі рідини	1	
		3	КР.006.НУЧП.002.003	Клапан	8	
		4	КР.006.НУЧП.002.004	Корномисло	8	
		5	КР.006.НУЧП.002.005	Кришка зливна	1	
		6	КР.006.НУЧП.002.006	Кришка головки	1	
		7	КР.006.НУЧП.002.007	Вал	1	
		8	КР.006.НУЧП.002.008	Штовхач	8	
		9	КР.006.НУЧП.002.009	Свічка запалювання	4	
		10	КР.006.НУЧП.002.010	Трамблер	1	
		11	КР.006.НУЧП.002.011	Щуп	1	
		12	КР.006.НУЧП.002.012	Стартер	1	
		13	КР.006.НУЧП.002.013	Блок циліндрів	1	
		14	КР.006.НУЧП.002.014	Маслонагнітач	1	
		15	КР.006.НУЧП.002.015	Пробка зливна	1	
		16	КР.006.НУЧП.002.016	Піддон	1	
		17	КР.006.НУЧП.002.017	Колінчастий вал	1	
		18	КР.006.НУЧП.002.018	Шатун	4	
		19	КР.006.НУЧП.002.019	Поршень	4	
		20	КР.006.НУЧП.002.020	Фільтр масляний	1	
		21	КР.006.НУЧП.002.021	Гільза блока	4	
			КР.006.НУЧП.002 СП			
Изм	Лист	№ док.	Подп.	Дата		
Разраб.		Півень Д.А.			Літ.	Аркуш
Пров.		Кальченко ВВ				Аркушів
						1 1
Н.контр.					МАТн-201	
Утв.		Кальченко В.І.				
				Поперечний переріз двигуна		

Форм.	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Прим.
				<u>Документація</u>		
A1			КР.006.НУЧП.009 СК	Складальне креслення	1	
				<u>Деталі</u>		
		1	КР.006.НУЧП.009.001	Кронштейн	1	
		2	КР.006.НУЧП.009.002	Рама	1	
		3	КР.006.НУЧП.009.003	Ресора	1	
		4	КР.006.НУЧП.009.004	Накладка	1	
		5	КР.006.НУЧП.009.005	Буфер	1	
		6	КР.006.НУЧП.009.006	Прокладка буфера	1	
		7	КР.006.НУЧП.009.007	Амортизатор	1	
		8	КР.006.НУЧП.009.008	Кронштейн амортизатора	1	
		9	КР.006.НУЧП.009.009	Кронштейн	1	
		10	КР.006.НУЧП.009.010	Резинова подушка	1	
		11	КР.006.НУЧП.009.011	Кришка кронштейна	1	
		12	КР.006.НУЧП.009.012	Палець амортизатора	1	
		13	КР.006.НУЧП.009.013	Резинові втулки	2	
		14	КР.006.НУЧП.009.014	Прокладка	1	
		15	КР.006.НУЧП.009.015	Стяжний гвинт	1	
		16	КР.006.НУЧП.009.016	Скоба	2	
		17	КР.006.НУЧП.009.017	Хомути	4	
			КР.006.НУЧП.009 СП			
Ізм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.		Півень Д.А.			Літ.	Аркуш
Пров.		Кальченко ВВ				1
Н.контр.					МАТп-201	
Утв.		Кальченко ВІ				
				Передня підвіска		

