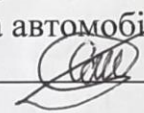


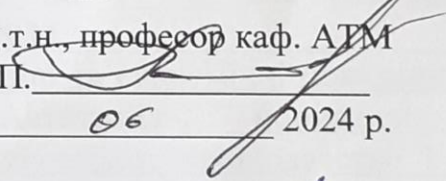
Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

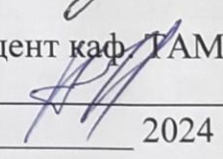
Бакалаврська дипломна робота

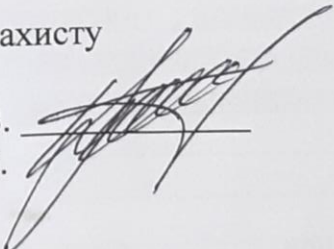
на тему:

**ЗМЕНШЕННЯ СОБІВАРТОСТІ ВАНТАЖНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ АВТОМОБІЛЯМИ
ТРАНСПОРТНО-ЕКСПЕДИТОРСЬКОЇ КОМПАНІЇ «АВТОТРЕЙД»**

Виконав: студент 2 курсу, групи ІТТ-22мс
Спеціальності
275 – Транспортні технології (за видами)
за спеціалізацією 275.03 – Транспортні
технології (на автомобільному транспорті)
Санаров С.А. 

Керівник: д.т.н., професор каф. АТМ
Поляков А.П. 
« 6 » 06 2024 р.

Рецензент: к.т.н., доцент каф. АТМ
Піонткевич О.В. 
« 13 » 06 2024 р.

Робота допускається до захисту
Завідувач кафедри АТМ
к.т.н, доцент Цимбал С.В. 
« 14 » 06 2024 р.

Вінниця ВНТУ - 2024 року

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

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Галузь знань – 27 Транспорт

Спеціальність 275 – «Транспортні технології (за видами)»

Спеціалізація 275.03 – «Транспортні технології (на автомобільному транспорті)»

Освітньо-професійна програма – «Транспортні технології на автомобільному транспорті»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри АТМ

к.т.н., доцент Цимбал С.В.

«10» 09 2024 р.

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

Санарову Сергію Артемовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Зменшення собівартості вантажних перевезень автомобілями
транспортно-експедиторської компанії «Автотрейд»,

керівник роботи Поляков Андрій Павлович, д.т.н., професор каф. АТМ,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

2. Строк подання студентом роботи 10.06.2024

3. Вихідні дані до роботи: Техніко-експлуатаційні та економічні показники роботи
транспортно-експедиторської компанії «Автотрейд», нормативно-технічна
документація по рухомого складу, що експлуатується; законодавство України у
галузі вантажних перевезень; категорія умов експлуатації – I, кліматичний район –
помірно-теплий, формування доставки готової продукції – 2-3 рази на місяць.

4. Зміст текстової частини роботи

4.1 Аналіз впливу транспортних засобів на перевезення вантажів в різних умовах

4.2 Математична модель теплового і динамічного розрахунка дизельного двигуна

4.3 Дослідження впливу на собівартість перевезень транспортно-експедиторської
компанії «Автотрейд» за рахунок покращення показників автомобілів КрАЗ-65101 з
дизелем ЯМЗ-238М2

4.4 Охорона праці

5. Перелік ілюстративного матеріалу (з зазначенням назви слайдів)

5.1 Розгорнута діаграма процесу згоряння в дизелі

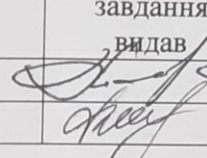
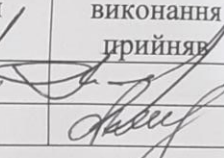
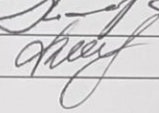
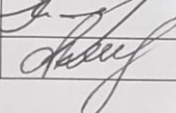
5.2 Схема приведення мас шатуна та кривошипа двигуна внутрішнього згорання

5.3 Результати розрахункового дослідження визначення впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизелів ЯМЗ-238М2 зміни діаметра та ходу поршня

5.4-5.11 Результати дослідження впливу співвідношення між ходом поршня та діаметром циліндра на техніко-економічні та екологічні показники дизелів ЯМЗ-238М2

5.12 Рекомендації щодо зменшення собівартості вантажних перевезень автомобілями транспортно-експедиторської компанії «Автотрейд» за рахунок покращення техніко-економічних та екологічних показників автомобілів КраЗ-65101 з дизелем ЯМЗ-238М2 вибором раціонального співвідношення між ходом поршня та діаметром циліндра.

6. Консультанти розділів роботи

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

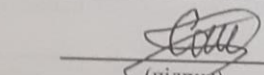
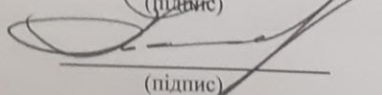
7. Дата видачі завдання 10.04.2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз впливу транспортних засобів на перевезення вантажів в різних умовах	06.05-15.05.2024	
2	Математична модель теплового і динамічного розрахунка дизельного двигуна. Рубіжний контроль №1	13.05-22.05.2024	
3	Дослідження впливу на собівартість перевезень транспортно-експедиторської компанії «Автотрейд» за рахунок покращення показників автомобілів КраЗ-65101 з дизелем ЯМЗ-238М2	23.05-02.06.2024	
4	Виконання розділу «Охорона праці». Рубіжний контроль №2	27.05-02.06.2024	
5	Перевірка роботи на плагіат	03.06-05.06.2024	
6	Оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів	06.06-09.06.2024	
7	Попередній захист БДР	10.06-11.06.2024	
8	Допуск завідувача кафедри до захисту БДР	13.06-14.06.2024	
9	Рецензування БДР	13.06-14.06.2024	
10	Захист БДР	17.06-19.06.2024	

Студент

Керівник роботи


(підпис)

(підпис)

Санаров С.А.

Поляков А.П.

АНОТАЦІЯ

Дана робота міститься на 67 сторінках формату А4, на яких є 15 рисунков, 9 таблиць, список використаних джерел містить 11 найменувань.

Ключові слова: техніко-економічні показники, екологічні показники, циліндро-поршнева група, дизельний двигун.

Метою роботи є покращення техніко-економічних та екологічних показників дизелів ЯМЗ-238М2 вибором раціонального співвідношення між ходом поршня та діаметром циліндра.

У завдання роботи входила розробка рекомендацій щодо зміни конструктивних параметрів циліндро-поршневої групи для покращення техніко-економічних та екологічних показників дизелів ЯМЗ-238М2.

В роботі проведено аналіз особливостей компоновання дизельних двигунів транспортних засобів та здійснено уточнення математичної моделі теплового і динамічного розрахунків дизельного двигуна та розрахунку деталей на міцність.

Проведено дослідження впливу на собівартість перевезень транспортно-експедиторської компанії «Автотрейд» за рахунок покращення показників **автомобілів КРАЗ-65101** з дизелем ЯМЗ-238М2

В четвертому розділі розглядаються питання з охорони праці та умов роботи працівників при проведенні досліджень по визначенню впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизелів ЯМЗ-238М2 зміни конструктивних параметрів деталей циліндро-поршневої групи.

ANNOTATION

This work is contained on 67 pages of A4 format, on which there are 15 figures, 9 tables, the list of used sources contains 11 names.

Keywords: technical and economic indicators, environmental indicators, cylinder-piston group, diesel engine.

The purpose of the work is to improve the technical, economic and environmental indicators of YaMZ-238M2 diesel engines by choosing a rational ratio between the stroke of the piston and the diameter of the cylinder.

The task of the work included the development of recommendations for changing the design parameters of the cylinder-piston group to improve the technical, economic and environmental performance of YaMZ-238M2 diesel engines.

In the work, an analysis of the features of the layout of diesel engines of vehicles was carried out, and the mathematical model of thermal and dynamic calculations of a diesel engine and the calculation of parts for strength were refined.

A study of the impact on the cost of transportation of the transport and forwarding company "Avtotrade" due to the improvement of the performance of KRAZ-65101 cars with a Yamz-238M2 diesel engine was carried out

In the fourth chapter, issues of labor protection and working conditions of workers are considered during research to determine the impact of changes in the structural parameters of the parts of the cylinder-piston group on the technical, economic and environmental indicators of YaMZ-238M2 diesel engines.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1 АНАЛІЗ ВПЛИВУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА ПЕРЕВЕЗЕННЯ ВАНТАЖІВ В РІЗНИХ УМОВАХ	4
1.1 Оцінка силових установок транспортних засобів.	4
1.2 Оцінка впливу різних факторів на токсичність двигунів та обґрунтування основних напрямів зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.	5
1.3 Аналіз сил і моментів, які навантажують деталі кривошипно- шатунного механізму	7
1.4 Обґрунтування вибору відношення ходу поршня до діаметру циліндра і радіуса кривошипа до довжини шатуна.	10
1.5 Обґрунтування шляхів зменшення витрат на перевезення вантажів автомобілями транспортно-експедиторської компанії «Автотрейд».	14
2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТЕПЛОВОГО І ДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА	18
2.1 Тепловий розрахунок дизельного двигуна	18
2.2 Розрахунок двигуна на міцність	26
3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА СОБІВАРТІСТЬ ПЕРЕВЕЗЕНЬ ТРАНСПОРТНО-ЕКСПЕДИТОРСЬКОЇ КОМПАНІЇ «АВТОТРЕЙД» ЗА РАХУНОК ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛІВ КРАЗ-65101 З ДИЗЕЛЕМ ЯМЗ-238М2.	36
3.1 Дослідження впливу співвідношення між ходом поршня та діаметром циліндра на техніко-економічні та екологічні показники дизелів ЯМЗ-238М2	36
3.2 Зменшення собівартості вантажних перевезень автомобілями транспортно-експедиторської компанії «Автотрейд» за рахунок покращення показників автомобілів КраЗ-65101 з дизелем ЯМЗ-238М2	50
4 ОХОРОНА ПРАЦІ	53
ВИСНОВКИ	62
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	65
ДОДАТКИ	67

ВСТУП

Організаційно-управлінські, технологічні, технічні фактори поряд з багатьма іншими значно впливають на своєчасність доставки вантажів і пасажирів, безпеку руху, на економічні показники використання транспорту. Серед останніх важливе значення мають різні аспекти отримання, перетворення, використання енергії об'єктами транспорту. Організація і управління виробничо-технічними процесами, які забезпечують безпеку, своєчасність, економічність доставки вантажів і пасажирів на практиці здійснюється інженерно-технічними працівниками, в тому числі інженерами, що забезпечують ефективну технічну експлуатацію рухомого складу.

На даний час все актуальнішою стає проблема ресурсозбереження і підвищення екологічної безпеки в автотранспортному комплексі. Одним із значущих напрямів рішення даної проблеми є економія палива і зниження токсичності відпрацьованих газів транспортними засобами в експлуатації.

У сучасних умовах автомобільний транспорт є основним споживачем продуктів переробки нафти. Значна частка автомобілів використовують силові агрегати на базі дизельних поршневих двигунів внутрішнього згорання. У зв'язку з тим, що на даний час відсутня альтернатива їм, особливої актуальності набувають завдання, пов'язані з підвищенням енергетичної і екологічної ефективності їх роботи.

Метою роботи є зменшення собівартості вантажних перевезень автомобілями транспортно-експедиторської компанії «Автотрейд» за рахунок покращення техніко-економічних та екологічних показників автомобілів КрАЗ-65101 з дизелем ЯМЗ-238М2 вибором раціонального співвідношення між ходом поршня та діаметром циліндра.

1 АНАЛІЗ ВПЛИВУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА ПЕРЕВЕЗЕННЯ ВАНТАЖІВ В РІЗНИХ УМОВАХ

1.1 Оцінка силових установок транспортних засобів

Експлуатація транспортних засобів характеризується різноманітними режимами роботи їх двигунів, які залежать від великого числа чинників різної значущості. Кожна з них відрізняється навантаженням двигуна, тривалістю її функціонування на визначеному режимі, частка використання автомобіля на даній роботі.

На вантажних і спеціальних машинах двигуни внутрішнього згоряння використовуються не тільки як основні силові установки, але і для приводу допоміжного обладнання, а також обладнання для обслуговування і ремонту машин і їх агрегатів.

В даний час виходячи з перспективного типажу колісних і гусеничних машин здійснюється безперервна подальша модернізація автомобільних і тракторних двигунів. При цьому основна увага при розробці конструкцій нових і вдосконаленню існуючих двигунів приділяється підвищенню їх питомих потужностних показників, економічності, надійності і довговічності.

Використання двигунів на транспортних засобах має ряд особливостей, пов'язаних із специфічними умовами роботи транспортних засобів. У зв'язку з цими особливостями двигуни колісних і гусеничних машин разом із загальними вимогами до транспортних двигунів повинні задовольняти ще спеціальним вимогам. Особливого значення для цих двигунів набувають:

- високі показники потужності, що забезпечують рух машин з необхідними швидкостями в скрутних дорожніх умовах або в умовах бездоріжжя при повних навантаженнях;

- швидкий і безвідмовний запуск в будь-яких кліматичних умовах при мінімальному часі виходу на номінальні робочі режими;

- висока економічність, що забезпечує максимальний запас ходу машин і можливо меншу витрату палива;

- здатність, хоч би короткочасно, до роботи на нестандартних паливах (багатопаливність);

- малі габарити і вага у зв'язку з необхідністю максимально можливого використання під повне навантаження шасі машин;

- простота обслуговування і регулювання як засобів забезпечення і підвищення готовності і працездатності силових установок в умовах обмежених можливостей і часу;

- висока надійність і підвищений термін служби в тяжких умовах експлуатації;

- легкість управління і автоматизація роботи систем для зменшення стомлюваності водіїв при великих фізичних навантаженнях;

- можливість відбору потужності для приводу різних допоміжних агрегатів і устаткування в процесі руху і при стоянці машин.

Детальний аналіз показує, що найбільш перспективними силовими установками, враховуючи досягнення сучасного двигунобудування для всіх класів машин слід рахувати дизелі.

1.2 Оцінка впливу різних факторів на токсичність двигунів та обґрунтування основних напрямів зниження токсичності та димності відпрацьованих газів

У двигунах внутрішнього згоряння теплова енергія, необхідна для здійснення механічної роботи, виходить в результаті хімічних реакцій між вводиться в циліндр паливом і киснем повітря. Час, протягом якого протікають ці реакції в сучасних швидкохідних двигунах, вельми обмежена і складає соті і навіть тисячні частки секунди. Тривалість процесу підготовки суміші палива з повітрям до хімічної реакції залежить від типу сумішоутворення і тактності двигуна.

Способи утворення паливо-повітряної суміші і протікання хімічних реакцій обумовлюють ряд вимог, що пред'являються до палив, які застосовуються в двигунах внутрішнього згоряння. У двигунах з внутрішнім сумішоутворенням (дизелі) паливо подається безпосередньо в циліндр. Початок подачі палива відбувається в кінці стиснення і незначно випереджає момент займання, а частина палива вводиться в процесі згоряння. У цих умовах потрібно забезпечити добре

розпилювання палива, при якому утворюються дрібні краплі, які змішуються з повітрям в циліндрі.

Необхідно, щоб період процесу згоряння палива в циліндрі був невеликим.

Крім зазначених основних вимог необхідно, щоб паливо, яке застосовується:

- забезпечувало швидкий і надійний пуск двигуна незалежно від температури навколишнього середовища;
- дозволяло здійснити процес згоряння без утворення нагару і коксу на поверхнях камери згоряння;
- сприяло зменшенню зносів і корозії дзеркала циліндра, поршневих кілець і поршня;
- забезпечувало умови повного і своєчасного згорання і зниження кількості токсичних складових у продуктах згоряння.

Найбільш повно зазначеним вимогам задовольняють рідкі та газоподібні палива. Тверде паливо у двигунах внутрішнього згоряння можна застосовувати тільки після попередньої газифікації в газогенераторної установки.

Аналіз властивостей дизельного палива.

Випаровуємість палива. Випаровуємість палива, яке залежить від його фракційного складу, пружності парів, поверхневого натягу та теплоти пароутворення, є однією з основних характеристик палива. Її визначають у спеціальному приладі шляхом нагрівання палива та послідовного відбору фракцій, що википають у певних інтервалах температур.

Займистість палива. У дизелях паливо впорскується в нагріте внаслідок стиснення повітря. Основною вимогою до дизельного палива є легкість його займання при зіткненні з нагрітим повітрям. Вона оцінюється мінімально можливим інтервалом часу від моменту початку подачі палива до його займання. Цей інтервал, званий періодом затримки запалення, залежить не тільки від умов роботи, але значною мірою і від фізико-хімічних властивостей палива. Займистість палива оцінюється цетановим числом. Для одних і тих же умов наприкінці процесу стиснення цетанове число визначається періодом затримки запалення. Чим воно вище, тим менше період затримки запалення.

Визначення цетанового числа виконують різними методами на спеціальних стандартизованих одноциліндрових двигунах, де порівнюють дослідне паливо з еталонною сумішшю двох хімічно чистих вуглеводнів - цетана $C_{16}H_{34}$, який легко запалюється ($ЦЧ=100$), і α -метилнафталіну $C_{10}H_7CH_3$, який важко запалюється ($ЦЧ=0$). ЦЧ даного палива характеризується процентним вмістом цетана в суміші з α -метилнафталіном, що має той же період затримки запалення, що і дослідне паливо в тих же умовах.

1.3 Аналіз сил і моментів, які навантажують деталі кривошипно-шатунного механізму

При роботі двигуна на кривошипно-шатунний механізм діють сили тиску газів і сили інерції. Сили інерції мас кривошипно-шатунного механізму, що рухаються зі змінними за величиною і напрямом швидкостями, що виникають на всіх режимах роботи двигуна і для деяких деталей цього механізму є основними розрахунковими силами. Останнє пов'язане з тим, що у високооборотних двигунів, сили інерції значно перевершують сили газів і тому є основними при розрахунку деталей на витривалість (втомну міцність).

В залежності від характеру руху сили інерції мас кривошипно-шатунного механізму поділяються на:

- 1) сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально;
- 2) сили інерції обертових мас;
- 3) сили інерції мас, що здійснюють складний рух.

Шатун здійснює складний поступально-коливальний рух у площині, перпендикулярній до осі колінчастого валу. В цілях спрощення динамічних розрахунків кривошипно-шатунного механізму приймають наближений спосіб визначення сил інерції шатуна, замінюючи на підставі законів механіки рух фактичної маси шатуна рухом трьох або двох умовних мас.

При приведенні маси шатуна до трьох мас одну з них - масу m_1 - зосереджують на осі верхньої головки шатуна, другу - m_2 - на осі нижньої головки шатуна, а третю - m_3 - в центрі ваги шатуна.

Для забезпечення динамічної подібності шатуна з трьохмасовою системою необхідно дотримуватися наступних умов:

- 1) сума всіх мас повинна бути рівна масі шатуна $m_{\text{ш}}$;
- 2) загальний центр ваги трьох мас повинен співпадати з центром маси шатуна;
- 3) сума моментів інерції всіх мас відносно осі, що проходить через центр мас шатуна, повинна бути рівною моменту інерції шатуна $J_{\text{ш}}$ відносно тієї ж осі;
- 4) маси повинні розташовуватися на одній прямій, що проходить через центр маси шатуна.

Згідно з статистичними даними для автомобільних двигунів можна рекомендувати

$$m_1 = (0.2 - 0.3)m_{\text{ш}};$$

$$m_2 = (0.7 - 0.8)m_{\text{ш}};$$

$$l_1 = (0.2 - 0.3)l;$$

До обертових мас кривошипно-шатунного механізму відносяться маса неврівноважених частин кривошипа $m_{\text{к}}$, і частина маси шатуна m_2 .

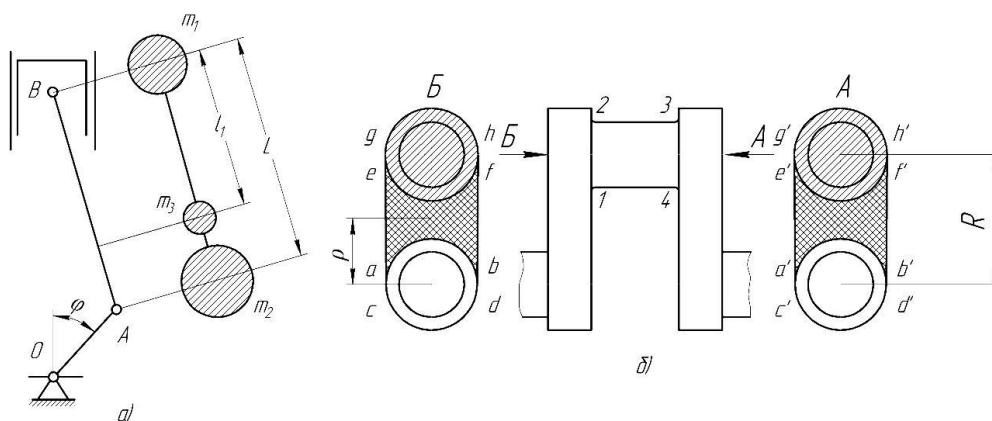


Рисунок 1.1 - Приведення мас: а - шатуна; б – кривошипа

Масу неврівноважених частин кривошипа приводять до осі шатунної шийки. При цьому відцентрова сила приведеної маси $m_{\text{к}}$ повинна дорівнювати сумі

відцентрових сил всіх неврівноважених частин кривошипа за умови сталості кутової швидкості обертання ω .

Маса частин кривошипно-шатунного механізму, що рухаються зворотно-поступально,

$$m = m_2 + m_1, \quad (1.1)$$

де m_k - маса комплектного поршня, що включає маси власне поршня, поршневих кілець, поршневого пальця і заглушок або стопорних кілець;

m_2 - частина маси шатуна, віднесена до осі поршневого пальця.

Масу m вважають зосередженою в центрі пальця поршня.

Сила інерції P_w мас, що рухаються зворотно-поступально, яка діє по осі циліндра і вважається позитивною, якщо вона спрямована до осі колінчастого валу, і негативною, якщо вона спрямована від неї.

Крутний момент, що передається через кривошип, дорівнює сумі двох моментів. Один з них, створюваний тангенціальною силою, що діє на дане коліно, залежить тільки від кута повороту колінчастого валу. Інший, який представляє собою сумарний крутний момент від сил, що діють в циліндрах, розташованих до розглянутого коліна з боку переднього кінця валу, залежить, крім того, від числа циліндрів і порядку роботи двигуна.

Великий вплив на динаміку двигуна в цілому надає порядок його роботи, від якого залежать фази сил і моментів, що діють в окремих циліндрах. При виборі порядку роботи двигуна прагнуть забезпечити:

- 1) чергування спалахів через рівні проміжки часу, що обумовлює більш рівномірну роботу двигуна;
- 2) рівномірний розподіл суміші (повітря) по циліндрах;
- 3) можливо краще урівноваження двигуна, що зменшує його вібрації;
- 4) розташування послідовно працюючих циліндрів можливо далі один від іншого, що необхідно для зменшення навантажень на підшипники колінчастого валу;

5) можливо меншу амплітуду крутильних коливань колінчастого валу, щоб знизити додаткові (знакозмінні) напруження кручення в його елементах.

Для отримання найбільшої рівномірності крутного моменту на колінчастому валу двигуна необхідно, щоб однойменні процеси в циліндрах відбувалися через однакові кути повороту колінчастого валу. Для двигуна, що має i циліндрів, однойменні процеси в циліндрах при чотиритактному циклі повинні слідувати через $\frac{4\pi^0}{i}$ кута повороту колінчастого валу, а при двотактному циклі через $\frac{2\pi^0}{i}$

1.4 Обґрунтування вибору відношення ходу поршня до діаметру циліндра і радіуса кривошипа до довжини шатуна

Ставлення ходу поршня до діаметру циліндра є одним з основних параметрів, що визначають габаритні розміри і масу двигуна. Цей параметр пов'язаний безпосередньо зі швидкістю поршня і потужністю двигуна. В даний час багато автомобільні двигуни робляться коротко хідні, що мають відношення $S/D=0,75...1,0$.

Розглянемо переваги і недоліки двигунів з різними відносинами S/D , але з однаковим числом обертів колінчастого валу. З ростом відносини S/D збільшується висота двигуна і його маса. При цьому жорсткість колінчастого валу зменшується, внаслідок чого створюються більш сприятливі умови для виникнення резонансу крутильних коливань. При збільшенні відношення S/D зростає хід поршня S , а отже, і середня швидкість поршня, що обумовлює підвищення інерційної навантаження на деталі, погіршення наповнення циліндрів і велику роботу тертя, тобто меншу зносостійкість деталей двигуна.

До переваг короткохідних двигунів слід віднести наступне:

- збільшення числа обертів при форсованні двигуна без підвищення середньої швидкості поршня;
- підвищення терміну служби деталей поршневої групи при роботі з помірними середніми швидкостями поршня (для двигунів легкових автомобілів $v_n = 10,0... 16,0$ м/с, а для двигунів вантажних автомобілів $v_n = 7,0...13,0$ м/с);

- збільшення перекриття шатунних і корінних шийок, що підвищує міцність і жорсткість колінчастого валу;
- підвищення коефіцієнта наповнення циліндрів двигуна завдяки меншим швидкостям впуску, прямо пропорційних швидкості поршня;
- зменшення габаритних розмірів двигуна в напрямі осі циліндрів;
- зниження теплових втрат в охолоджуюче середовище.

Однак із зменшенням відносини S/D збільшується довжина двигуна і його маса. При цьому ускладнюється проходження противаг колінчастого валу під кромкою поршня при його положенні в н.м.к.

Малі відносини S/D доцільно застосовувати в Х-подібних двигунах, так як при цьому зменшується їх довжина і ширина, особливо при великому куті між осями циліндрів. З цієї ж причини двигуни з протилежними циліндрами також доцільно робити короткохідними.

У сучасних автомобільних двигунах відношення S/D змінюється в межах 0,75-1,2, причому високооборотні двигуни і двигуни, що працюють з великим навантаженням, повинні мати відношення S/D , близьке до нижчого межі.

Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна R/L вибирають на підставі таких міркувань.

Малі значення λ , бажані для пониження тиску поршня на стінку циліндра, а також для зменшення другого і більш високих гармонік сил інерції поступально рухомих мас, що має велике значення для врівноваження двигуна. Однак малим значенням відповідає велика довжина шатуна L , а отже, великі габаритні розміри і маса двигуна. З метою зменшення габаритних розмірів і маси двигуна вибирають великі значення λ .

Для сучасних автомобільних двигунів $\lambda = 1/3,0 \dots 1/3,8$; швидкохідних двигунах застосовують довші шатуни, ніж у тихохідних. При конструюванні двигунів необхідно враховувати, що стрижні шатунів при максимальному відхиленні їх від осі циліндрів і нижні головки шатунів в положенні, близькому до в.м.к., не повинні зачіпати за виступаючі в картер стінки циліндрів. Тому збільшують довжину шатунів або, якщо це допускає конструкція, роблять вирізи в блоці циліндрів.

Особливість компоновання автомобільних двигунів в основному залежить від розмірів місця, відведеного для нього в машині, і від розміщення в ній всіх її агрегатів. На розташування циліндрів впливають положення осі колінчастого валу (поперек або уздовж машини), а також місце установки двигуна (спереду, ззаду, в середині машини під підлогою або над нею).

В автомобілях і тракторах з механічною і гідравлічною передачами вісь колінчастого валу вигідно розташовувати на продовженні осі валу силової передачі, спрямованої уздовж машини. При такому розташуванні висей валів двигуна і трансмісії для передачі руху на провідну вісь потрібна менша кількість зубчастих пар. У разі електричної передачі, яка набула поширення в автобусах, за умовами максимально можливого використання площі кузова для розміщення сидінь, двигун доцільно розташовувати ззаду впоперек машини. Заднє розташування двигуна застосовується і при механічній передачі в мікролітражних автомобілях, що дозволяє збільшити комфортабельність автомобіля з малою базою.

Знаючи розміри циліндра, ступінь стиснення двигуна і максимальний тиск в циліндрі, слід визначити розміри шийок колінчастого валу і поперечного перерізу шатуна при даному його профілі і допустимих напругах. Після цього можна обчислити довжину шатуна, використовуючи компоновку поперечного розрізу двигуна. Якщо в проектуваному двигуні відношення ($S/D < 1$), то довжину шатуна слід визначати з умови, щоб він не зачіпав за нижній обріз стінки циліндра при небезпечному положенні кривошипа, коли стрижень шатуна знаходиться на найближчій відстані від неї. Для цього положення шатуна зазор між його стрижнем і стінкою циліндра повинен становити приблизно $0,05D$. При довгих юбках поршнів слід мати на увазі можливість зачіпання шатуна за її край.

Для тихохідного двигуна ($S/D < 1$) довжина шатуна повинна бути такою, щоб поршень при положенні його в н.м.к. не зачіпав за тильну частину коліна або за противаги, якщо вони є на щоках валу. Після визначення довжини шатуна знаходять відношення $\lambda = R/L$.

При компонованні поперечного розрізу двигуна визначають довжину шатуна, висоту циліндра і головки блоку, відстань від нижнього обрізу циліндра до осі

колінчастого валу, а також розміри картера і висоту двигуна від нижньої точки кратера до верхнього обрізу циліндра. Подальша компоновка поперечного розрізу чотиритактного двигуна залежить від розташування клапанів і їх приводу.

Компонування поздовжнього розрізу двигуна полягає насамперед у визначенні відстані між осями циліндрів при обраному виді охолодження, даному розміщенні клапанів в головці циліндрів і прийнятих розмірах шийок і щік валу.

Розташування агрегатів двигуна залежить від розміщення двигуна на машині. Так, при передньому розташуванні двигуна радіатор системи рідинного охолодження доцільно встановлювати перед двигуном (що дозволяє використовувати швидкість набігаючого потоку повітря і зменшувати потужність, затрачену на привід вентилятора), а вентилятор - безпосередньо у радіатора, тобто в передній частині двигуна. Водяний насос в цьому випадку найбільш доцільно розміщувати співвісно з валом вентилятора між двигуном і вентилятором. При ремінному приводі практично однозначно вирішується питання про розташування генератора (збоку блоку, в передній його частині, з використанням шківа в якості натяжного пристрою). Інший струмок шківа колінчастого валу або вентилятора зручно використовувати для приводу компресора гальмівної системи транспортної установки, тому його також встановлюють в передній верхній частині двигуна. Оскільки під вентилятором і насосом залишається вільне місце, його, як правило, використовують для розміщення приводу розподільного валу і масляного насоса. При цьому випускні систему двигуна розташовують зазвичай з боку, протилежній стороні, на якій встановлені генератор і електростартер, щоб уникнути їх нагрівання.

При горизонтальному розташуванні циліндрів двигуна, що встановлюється під кабіною або підлогою, пристрої, що вимагають технічного догляду (свічки запалювання, форсунки, насоси, фільтри, розподільники), слід розміщувати зверху, щоб їх можна було обслуговувати при піднятою кабіні або через люки в підлозі, а внизу розташовувати агрегати, які обслуговуються рідко (генератори, електростартери, фільтри); підведення повітря до фільтру повинно здійснюватися зверху. Аналогічні тенденції можна простежити і при компонуванні двигунів,

розташовуваних на автомобілі ззаду. Характерним у цьому випадку є компоновка двигуна разом з коробкою передач, зчепленням і диференціалом, а також установка повітрязабірників з боків кузова автомобіля в верхній частині і забезпечення малих опорів у впускній системі шляхом відповідного розташування фільтрів, вентиляторів системи охолодження, повітропроводів.

1.5 Обґрунтування шляхів зменшення витрат на перевезення вантажів автомобілями транспортно-експедиторської компанії «Автотрейд»

Основними критеріями попереднього відбору перевізників є витрати на перевезення вантажу, надійність часу доставки, збереження вантажу при перевезенні. Процедура вибору потім доповнюється системою інших кількісних і якісних показників. У західній практиці вибору перевізників часто використовуються спеціально розроблені рангові системи показників.

Проста схема вибору перевізника за допомогою ранжируваних систем критеріїв полягає в прямому порівнянні сумарного рейтингу перевізників.

Таблиця 1.1 - Ранжирування критеріїв при виборі виду транспорту

Критерій (показник)	Вид транспорту			
	залізничний	водний	автомобільний	повітряний
Витрати, пов'язані з транспортуванням	2 – 3	1 – 2	4	5
Час доставки	3	4	2	1
Надійність	2	4	1	3
Потужність	1	4	2	3
Доступність	2	4	1	3
Безпечність	3	4	1	2

Центральне місце серед багатьох логістичних процедур ухвалення рішень по транспортуванню займає процедура вибору перевізника (або декількох перевізників). Часто ця процедура довіряється логістичним менеджером транспортно-експедиційній фірмі, з якою у вантажовласника є давні сталі ділові відносини. При цьому експедиторіві задаються певні характеристики вантажу, критерії і обмеження з перерахованих вище.

У тих випадках, коли логістичний менеджер самостійно вирішує проблему вибору перевізника, він повинен ґрунтуватися на певній схемі вибору, алгоритм якої схожий на процедуру вибору постачальника. Якщо визначений вид транспорту, то повинен бути проведений аналіз специфічного ринку транспортних послуг, на якому діє, як правило, достатньо велика кількість перевізників, що мають різну організаційно-правову форму. Основними критеріями попереднього відбору перевізників є витрати на перевезення вантажу, надійність часу доставки, збереження вантажу при перевезенні. Процедура вибору потім доповнюється системою інших кількісних і якісних показників. У західній практиці вибору перевізників часто використовуються спеціально розроблені рангові системи показників.

Проста схема вибору перевізника за допомогою ранжируваних систем критеріїв (табл. 1.2) полягає в прямому порівнянні сумарного рейтингу перевізників.

Таблиця 1.2 - Ранжирування критеріїв вибору перевізника

Найменування критерія (показника)	Ранг
Надійність часу доставки (транзиту)	1
Тарифи (витрати) транспортування «від дверей до дверей»	2
Загальний час транзиту «від дверей до дверей»	3
Готовність перевізника до переговорів щодо змін тарифу	4
Фінансова стабільність перевізника	5
Наявність додаткового устаткування (по вантажопереробці)	6
Частота сервісу	7
Наявність додаткових послуг по комплектації і доставці вантажу	8
Втрати і розкрадання вантажу (збереженість вантажу)	9
Експедиція відправлень	10
Кваліфікація персоналу	11
Відслідковування відправлень	12
Готовність перевізника до переговорів щодо змін сервісу	13
Гнучкість схем маршрутизації перевезень	14
Сервіс на лінії	15
Процедура заявки (замовлення транспортування)	16
Якість організації продаж транспортних послуг	17
Спеціальне обладнання	18

Припустимо, що логістичним менеджером як критерії відбору прийняті:

- надійність часу доставки (1);

- тариф на перевезення (2);
- фінансова стабільність перевізника (5);
- збереження вантажу(9);
- відстежування відправок (12).

(У дужках приведені відповідні ранги чинників).

Допустимо далі, що аналіз ринку транспортних послуг дозволив виявити трьох перевізників, що задовольняють логістичним вимогам до транспортування певного виду вантажу. Ступінь відповідності цих перевізників вибраній системі чинників оцінювався незалежними експертами за трибальною оцінкою:

- 1 – добре
- 2 – задовільно
- 3 – погано.

Обчислення відповідних рейтингів зведене в табл. 1.3. Обчислення рейтингу перевізника по кожному чиннику в прикладі проводилося з урахуванням вагових коефіцієнтів, отриманих з розрахунку загальної кількості чинників, що ділиться на відповідний ранг. Не дивлячись на те, що за оцінкою експертів сумарний рейтинг у всіх перевізників (сума балів) виявився однаковим і рівним 10, облік рангу чинника з ваговим коефіцієнтом показав, що перевізник I є переважнішим.

Таблиця 1.3 - Рейтингова оцінка і вибір перевізника (приклад)

Фактор-критерій	Ранг/ вага	Перевізник					
		I		II		III	
		Оцінка	Рейтинг	Оцінка	Рейтинг	Оцінка	Рейтинг
Надійність часу доставки	1/5	3	15	1	5	2	10
Тариф за перевезення	2/2,5	1	5	2	10	3	15
Фінансова стабільність перевізника	5/1	1	5	3	15	2	10
Збереженість вантажу	9/0,55	3	14,85	2	9,9	2	9,9
Відслідковування відправлень	12/0,42	2	10,08	2	10,08	1	5,04
Сумарний рейтинг		10	44,93	10	49,98	10	49,94

Простий алгоритм вибору перевізника, подібний розглянутому вище, може бути використаний для попередньої (грубої) оцінки. Для остаточного вибору застосовуються, як правило, складніші кількісні методи і моделі, засновані, наприклад, на теоретичному апараті дослідження операцій, методах функціонально-вартісного аналізу і тому подібне. На жаль, у вітчизняній транспортній літературі практично відсутні роботи, в яких були б освітлені питання логістичного вибору

В даний час для забезпечення доставки вантажів, перевезення спеціального устаткування і виконання спеціальних робіт використовується велика кількість вантажних машин, силові установки яких обладнані дизелями.

Використання дизелів на транспортних засобах дозволяє забезпечити виконання більшості вимог до силових установок і автомобілів в цілому на сучасному етапі їх експлуатації.

Зменшення собівартості вантажних перевезень автомобілями транспортно-експедиторської компанії «Автотрейд» доцільно покращити техніко-економічних та екологічних показників автомобілів КрАЗ-65101 з дизелем ЯМЗ-238М2 за рахунок вибору раціонального співвідношення між ходом поршня та діаметром циліндра.

2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТЕПЛОВОГО І ДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

2.1 Тепловий розрахунок дизельного двигуна

Вихідні дані:

Потужність двигуна N_e , кВт;

Число обертів n , об/хв.;

Ступінь стиску ϵ ;

Коефіцієнт надлишку повітря α .

Тиск наприкінці процесу впуску визначається за виразом $P_A = (0,8 \dots 0,9) P_0$, МПа, де P_0 - атмосферний тиск, якій дорівнює $P_0 = 0,1$ МПа.

Тиск відпрацьованих газів визначається за виразом $P_T = 1,1 \cdot P_0$, МПа.

Температура відпрацьованих газів: $T_T = 1000$ К.

Температура підігріву заряду: $T = 288$ К.

Коефіцієнт дозарядки дорівнює 1,04.

Показник політропи: стиску $n_1 = 1,39$; розширення $n_2 = 1,28$.

При розрахунку двигуна враховувалися особливості експлуатації автомобіля, який призначений для перевезення вантажів, також на базі цього автомобіля є автомобілі загального, спеціального призначення. Особливості експлуатації автомобілів і їх спеціалізації враховувались при оцінці ремонтпридатності їх двигунів.

Тепловий розрахунок двигуна служить для визначення параметрів робочого тіла у циліндрі двигуна, а також зовнішніх показників процесів, що дозволяють визначити розміри двигуна та оцінити його економічність. Розрахунок ведемо по схемі, що запропонована В.І. Гриневецьким.

2.1.1 Паливо, склад горючої суміші, і продуктів згорання

На основі заданого виду палива, визначаємо елементарний склад палива.

Паливо – дизельне паливо, літне: $C = 0,87$; $H = 0,126$; $S_m = 0,004$.

Приймаємо нижчу теплотвірну здатність палива:

$$H_u = 42000 \text{ кДж/кг.}$$

Визначаємо кількість повітря, що теоретично необхідна для згорання 1.кг палива:

а) в кіломолях на 1 кг палива:

$$L = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right); \quad (2.1)$$

б) в кілограмах на 1 кг палива:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right). \quad (2.2)$$

Перевірка: $\mu_b = 29$, кг/кмоль;

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_g}. \quad (2.3)$$

Дійсна кількість повітря, що приймає участь у згорянні 1 кг палива, кг:

$$M_1 = \alpha * l_0; \quad (2.4)$$

$$M_2 = \alpha * L_0. \quad (2.5)$$

Сумарна кількість свіжої суміші, кг:

$$G_1 = 1 + \alpha * l_0; \quad (2.6)$$

$$G_2 = \frac{1}{170} + \alpha * L_0. \quad (2.7)$$

Кількість окремих складових продуктів згорання та їх сума, кмоль:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}; \quad (2.8)$$

$$M_{O_2} = 0,21 * (\alpha - 1) * L_0; \quad (2.9)$$

$$M_{H_2O} = H/4; \quad (2.10)$$

$$M_{N_2} = 0,79 * \alpha * L_0. \quad (2.11)$$

Сумарна кількість продуктів згоряння, кмоль:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{O_2} + M_{H_2O} + M_{N_2}. \quad (2.12)$$

Приріст об'єму, кмоль:

$$\Delta M = M_2 - M_1. \quad (2.13)$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}. \quad (2.14)$$

2.1.2 Параметри процесу впуску

Для проведення розрахунків задаймося наступними параметрами: $P_0 = 0,1$ МПа;
 $T_0 = 288$ К.

Температура підігріву заряду у дизелі: $\Delta T = 20$ °С.

Тоді густина заряду на впуску розраховується за формулою, кг/м³:

$$\rho_0 = \frac{P_0 * 10^5}{R_{\text{пов}} * T_0}, \quad (2.15)$$

де $R_{\text{пов}} = 286$ Дж / (кг*К).

Тиск у кінці впуску, МПа:

$$(\beta^2 + \xi) = 3;$$

$$\omega_{\text{кл}} = 80 \text{ (м/с)};$$

$$p_a = p_o - 3 * \frac{\omega_{\text{кл}}^2}{2} * \rho_0 * 10^{-6}; \quad (2.16)$$

$$P_r = 1,1 * P_0. \quad (2.17)$$

Задаємося параметрами залишкових газів: $T_r = 1000$ К.

Тоді коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma_{заг} = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} * \frac{p_r}{\varepsilon * p_a - p_r}; \quad (2.18)$$

Температура в кінці впуску при $T_k = T_0$, К:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_{заг} * T_r}{1 + \gamma_{заг}} [K]; \quad (2.19)$$

Коефіцієнт наповнення при $n_1=1$; $p_k = p_o$; $T_k = T_0$ розраховується за формулою

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} * \frac{p_a}{p_o} * \frac{T_0}{T_a * (1 + \gamma_{заг})}; \quad (2.20)$$

2.1.3 Параметри процесу стиску

Задаймося показником політропи стиску: $n_1 = 1,38$.

Тиск кінця стиску, МПа:

$$P_C = p_a * \varepsilon^{n_1}. \quad (2.21)$$

Температура кінця стиску, К:

$$T_C = T_a * \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (2.22)$$

2.1.4 Параметри процесу згорання

а) Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\mu = \frac{M_1 + \gamma_{заг} * M_2}{M_1 * (1 + \gamma_{заг})}; \quad (2.23)$$

Приймаємо: $T_z = 2000$ К.

Максимальний тиск згорання, МПа:

$$P_Z = P_c * \mu * \frac{T_Z}{T_C}; \quad (2.24)$$

$$P'_Z = P_Z. \quad (2.25)$$

Ступінь підвищення тиску:

$$\lambda = p_Z / p_c. \quad (2.26)$$

2.1.5 Параметри процесу розширення

Ступінь розширення:

$$\delta = \varepsilon / \rho; \quad (2.27)$$

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} * \frac{T_Z}{T_C}; \quad (2.28)$$

Вибираємо показник політропи розширення: $n_2 = 1,27$.

Температура кінця розширення, К:

$$T_b = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}} [K] \quad (2.29)$$

Тиск кінця розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_Z}{\delta^{n_2}}. \quad (2.30)$$

2.1.6 Середній індикаторний тиск циклу

Середній індикаторний тиск дійсного циклу визначається за формулой

$$P_{\text{інс}} = P_a * \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} * \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} * \left(\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]. \quad (2.31)$$

Середній індикаторний тиск дійсного циклу із врахуванням заокруглення діаграми при $p_i=0,9$, МПа:

$$p_i = 0,89 * p_{inc}. \quad (2.32)$$

2.1.7 Основні показники циклу

Частка індикаторного тиску, що витрачається на тертя та привід допоміжних механізмів, МПа:

$$p_m = 0,105 + 0,138 * S * n * 10^{-3} / 30. \quad (2.33)$$

Середній ефективний тиск циклу, МПа:

$$p_e = p_i - p_m. \quad (2.34)$$

Механічний ККД:

$$\eta_\mu = \frac{p_e}{p_s}. \quad (2.35)$$

Питома індикаторна витрата палива:

$$g_i = 3600 * \frac{\eta_v * \rho_0}{p_i * \alpha * l_0}. \quad (2.36)$$

Питома ефективна витрата палива:

$$g_b = \frac{g_i}{\eta_\mu}, \quad (2.37)$$

Індикаторний ККД циклу:

$$\eta_s = \frac{3600}{g_s * H_u * 10^{-3}}. \quad (2.38)$$

Ефективний ККД циклу:

$$\eta_e = \eta_i * \eta_m. \quad (2.39)$$

Годинна витрата палива, кг/год:

$$G_m = g_e * N_e * 10^{-3}. \quad (2.40)$$

2.1.8 Основні розміри чотиритактного двигуна

Об'єм двигуна внутрішнього згорання визначається за виразом

$$V = \frac{30 \cdot N_e \cdot \tau}{p_e \cdot n} \quad (2.41)$$

Робочий об'єм одного циліндра, л

$$V_h = \frac{V}{i} \quad (2.42)$$

Літрова потужність двигуна, кВт/л:

$$N_L = N_e / V_h \cdot i. \quad (2.43)$$

Індикаторна потужність, кВт:

$$N_i = P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i / (30 \cdot \tau). \quad (2.44)$$

Ефективна потужність, кВт:

$$N_e = P_e \cdot V_h \cdot n \cdot i / (30 \cdot \tau). \quad (2.45)$$

Приймаємо тоді:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot 1}} \cdot 100. \quad (2.46)$$

Вибираємо відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda_{ш}=0,27$ і визначаємо радіус кривошипа, мм:

$$R = \frac{S}{2}. \quad (2.47)$$

та довжину шатуна, мм:

$$L = \frac{R}{\lambda_{ш}}. \quad (2.48)$$

По відношенню R/L визначаємо λ :

$$\lambda = \frac{R}{L}. \quad (2.49)$$

Робочий об'єм циліндра V_h , визначається за формулою, л:

$$V_h = \frac{\pi * D^2}{4 * 10^6} * S. \quad (2.50)$$

Повний об'єм циліндра V_a , визначається за формулою, л:

$$V_a = \frac{V_h}{(1 - \frac{1}{\varepsilon})}. \quad (2.51)$$

Об'єм камери згорання V_c , визначається за формулою, л:

$$V_c = V_a - V_h. \quad (2.52)$$

Середня швидкість поршня, м/с:

$$c_n = \frac{S * n * 10^{-3}}{30}. \quad (2.53)$$

2.1.9 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Зовнішню швидкісну характеристику двигуна, що досліджується, будуємо по емпіричним формулам, які забезпечують достатню ступінь точності.

Криві швидкісної характеристики побудовані в інтервалі, об/хв:

$$x = \frac{n}{10}; \quad (2.54)$$

$$1,1 * n = 1,1 * 2150 = 2365. \quad (2.55)$$

Розрахункові точки вибираємо через крок, об/хв:

$$t = \frac{1,1 * n - \frac{n}{10}}{10}. \quad (2.56)$$

Визначаємо по емпіричним залежностям:

$$n_x = 600 \dots 1,1n; \quad (2.57)$$

$$N_x(n_x) = N_e \cdot \frac{n_x}{n} \cdot \left[0,87 + 1,13 \cdot \frac{n_x}{n} - \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \right]; \quad (2.58)$$

$$M_x(n_x) = 9550 \cdot \frac{N_x(n_x)}{n_x}; \quad (2.59)$$

$$g_x(n_x) := g_e \cdot \left[1,2 - \frac{n_x}{n} + 0,8 \cdot \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \right]; \quad (2.60)$$

$$G_x(n_x) = g_x(n_x) \cdot N_x(n_x) \cdot 10^{-3}. \quad (2.61)$$

Використовуючи вище перераховані залежності та підставляючи вихідні дані отримуємо значення для побудови залежностей потужності, моменту, витрати палива від частоти обертання колінчастого валу.

2.2 Розрахунок двигуна на міцність

Перед розрахунком деталі було встановлено її матеріал і термообробку; з'ясовано, які сили й у яких перерізах створюють небезпечні напруження.

2.2.1 Розрахунок циліндра

Розраховуємо напруження в стінці циліндра та напруження розтягу в небезпечному перерізі шпильки кріплення головки блоку.

Напруження в стінці циліндра визначаємо із урахуванням особливості конструкції циліндра.

Циліндри блочної конструкції розраховують на розтяг по твірній циліндра за формулою, МН/м²:

$$\sigma_p = P_{zmax} \cdot D / 2 \cdot \delta_c, \quad (2.62)$$

де P_{zmax} - максимальний розрахунковий тиск газів у циліндрах;

D - діаметр циліндра;

$\delta_{\text{ц}}$ - товщина стінці циліндра.

Допускається σ_p : для чавунних гільз - 40...60 МН/м, для сталевих гільз - 80...120 МН/м; для чавунних циліндрів без гільз - 20...40 МН/м.

Шпильки кріплення головки блоку розраховані на розрив у небезпечному перерізі під дією сили, що виникає при затягуванні гайок. Сила попереднього затягування шпильки:

$$P_3 = (1,25 \dots 1,3) \cdot P_{\Sigma \max} \cdot F_r, \quad (2.63)$$

де $P_{\Sigma \max}$ - максимальний тиск згоряння;

F_r - площа, обмежена краєм прокладки навколо камери згоряння.

При верхньому розташуванні клапанів $F_r = (1,1 \dots 1,3) F_n$.

Сумарна розрахункова сила, що діє на шпильку:

$$P_p = P_3 + P_{\Sigma \max} \cdot F_r. \quad (2.64)$$

Сумарна сила, яка приходить на одну шпильку:

$$P_p' = P_p / z; \quad (2.65)$$

де z - число шпильок, що приходить на один циліндр.

Напруження розтягу в шпильці:

$$\sigma_p = P_p' / F_o \leq [\sigma_p], \quad (2.66)$$

де F_o - площа мінімального поперечного перерізу стержня шпильки, взята по внутрішньому перерізу різьби;

$d_{\text{ш}}$ - діаметр поперечного перерізу стержня шпильки, взятий по внутрішньому перерізу різьби;

$[\sigma_p] = 100 \dots 150 \text{ МН/м}^2$ - для вуглецевих сталей; $[\sigma_p] = 250 \dots 300 \text{ МН/м}^2$ - для легированих сталей.

Розрахунок поршня.

Для розрахунку поршня взято максимальне значення тиску $P_{\Sigma \max}$ в циліндрі двигуна й максимальне значення бічного тиску $N_{\max}$.

Напруження згину в днищі поршня визначають

$$\sigma = P_{\Sigma \max} (r_i / \delta)^2 \leq [\sigma_{зг}], \quad (2.67)$$

де r_i - внутрішній діаметр поршня;

δ - мінімальна товщина днища.

Для автотракторних двигунів без ребер жорсткості:

$[\sigma_{зг}] = 20 \dots 25 \text{ МН/м}^2$ - для литих поршнів з алюмінієвих сплавів;

$[\sigma_{зг}] = 40 \dots 50 \text{ МН/м}^2$ - для чавунних поршнів.

При наявності ребер жорсткості:

$[\sigma_{зг}] = 80 \dots 200 \text{ МН/м}^2$ - для чавунних поршнів з ребрами жорсткості;

$[\sigma_{зг}] = 50 \dots 150 \text{ МН/м}^2$ - для алюмінієвих поршнів.

Напруження стиску в кільцевому перерізі визначаємо за формулою:

$$\sigma_{ст} = P_z / F_{xx} \leq [\sigma_{ст}], \quad (2.68)$$

де F_{xx} - площа небезпечного перерізу;

$P_z = P_{\Sigma \max} F_n$ - максимальна сила тиску газів на днище поршня.

$[\sigma_{ст}] = 30 \dots 40 \text{ МН/м}^2$ - для поршнів з алюмінієвих сплавів;

$[\sigma_{ст}] = 60 \dots 80 \text{ МН/м}^2$ - для чавунних поршнів.

Максимальний тиск на поверхнях, що труться, юбки поршня визначаємо за формулою:

$$q = N_{\max} * F_n / h_{ю} * D \leq [q], \quad (2.69)$$

де $h_{ю}$ - висота юбки поршня;

$[q] = 0,33 \dots 0,96 \text{ МН/м}^2$.

2.2.2 Розрахунок поршневого пальця

Тиск на втулку верхньої головки шатуна визначають за формулою:

$$q_1 = P_{\max} / d_n * l_{\text{ш}} \leq [q_1], \quad (2.70)$$

де $P_{\max} = (P_{z\max} + k * P_{j\max}) F_n$;

$k = 0,6 \dots 0,7$ - коефіцієнт врахування маси поршневого пальця і верхньої головки шатуна;

$P_{j\max}$ - максимальний тиск від сил інерції зворотно-поступальних рухомих мас;

d_n - зовнішній діаметр пальця;

$l_{\text{ш}}$ - довжина верхньої головки шатуна.

Тиск на бобишки поршня визначаємо за формулою:

$$q_2 = P_{\max} / d_n * (l_n - B) \leq [q_2], \quad (2.71)$$

де l_n - загальна довжина пальця;

B - відстань між торцями бобишек.

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів відповідно $[q_1] = 20 \dots 60 \text{ МН/м}^2$, $[q_2] = 15 \dots 50 \text{ МН/м}^2$.

Напруження згину в пальці визначаємо за формулою:

$$\sigma_{\text{зг}} = [P_{\max} * (l_n + 2B - 1,5 * l_{\text{ш}})] / [1,2 (1 - \alpha^4) d_n^3] \leq [\sigma_{\text{зг}}], \quad (2.72)$$

де $\alpha = d_v / d_n$ - відношення внутрішнього діаметра пальця до зовнішнього;

$[\sigma_{\text{зг}}] = 100 \dots 250 \text{ МН/м}^2$.

Напруження в пальці на зріз визначаємо за формулою:

$$\tau = [0,85 * P_{\max} (1 + \alpha + \alpha^2)] / (1 - \alpha^4) d_n^2 \leq [\tau], \quad (2.73)$$

де $[\tau] = 60 \dots 250 \text{ МН/м}^2$.

Максимальну овалізацію пальця визначають за формулою:

$$d_{n\max} = 1,35 * P_{\max} / E * l_n ((1 + \alpha) / (1 - \alpha))^3 [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] * 10^3 \leq [d_{n\max}], \quad (2.74)$$

де $E = (2,0 \dots 2,3) 10^5 \text{ МН/м}^2$ - модуль пружності матеріалу пальця;

$$[d_{n\max}] = 0,02 \dots 0,05 \text{ мм.}$$

2.2.3 Розрахунок поршневих кілець і компресійного кільця

Середній тиск кільця на стінку циліндра, МН/м:

$$P_{cp} = 0,425 * E * S_o / t / [(3 - \mu) * (D/t - 1)^3 * D/t], \quad (2.75)$$

де E - модуль пружності матеріалу кільця: для сірого чавуну $E = 1 \cdot 10^5$ МН/м²,
для легированого чавуну $E = 1,2 \cdot 10^5$ МН/м²; для сталі $E = (2,0 \dots 2,3) \cdot 10^5$ МН/м²;

S_o - різниця між зазорами в замку кільця у вільному й робочому стані, м;

t - радіальна товщина кільця, м;

$\mu = 0$ - для кільця рівномірного тиску; $\mu = 2$ - для кільця коригованого тиску;

D - діаметр циліндра, м.

Для бензинових двигунів $S_o/t = 2,5 \dots 4,0$;

для дизелів $S_o/t = 3,2 \dots 4,0$;

для компресійних кілець $P_{cp} = 0,11 \dots 0,37$ МН/м².

Напруження згину в кільці в робочому стані, МН/м:

$$\sigma_{зг1} = 2,61 * P_{cp} (D/t - 1)^2. \quad (2.76)$$

Напруження згину в кільці при надяганні його на поршень, МН/м²:

$$\sigma_{зг2} = 4 * E (1 - 0,114 * S_o/t) / [m (D/t - 1,4) * D/t] \leq [\sigma_{зг}], \quad (2.77)$$

де $m = 1,57$ - коефіцієнт, що залежить від способу надягання кільця;

$$\sigma_{зг1} = 220 \dots 450 \text{ МН/м}^2.$$

2.2.4 Розрахунок шатуна

Напруження на розрив у верхній головці шатуна.

$$\sigma_{роз} = P_{jn\max} / (d_{гн} - d_{гв}) * l_{ш} \leq [\sigma_{роз}], \quad (2.78)$$

де $P_{jn\max} = m_n r \omega^2 (1 + \lambda) F_n \cdot 10^5$ - сила інерції поршневого комплексу, що діє на верхню головку шатуна, МН;

m_n - маса поршневого комплекту, кг;

r - радіус кривошипа, м;

ω - кутова швидкість колінчатого валу двигуна, с^{-1} ;

F_n - площа поршня, м^2 ;

d_{rn}, d_{re} - відповідно зовнішній і внутрішній діаметри верхньої головки шатуна, м;

$l_{ш}$ - довжина верхньої головки шатуна, м;

$[\sigma_{роз}] = 15...25 \text{ МН/м}^2$.

Запас міцності стержня шатуна.

Запас міцності стержня шатуна розраховуємо по перерізу у середині шатуна.

Розрахунок проводять на розтяг від сили $P_p = -P_{j\max} * F_n$ і на стиск від сили $P_{cm} = P_{\Sigma\max} * F_n$.

Значення тисків $P_{j\max}$ і $P_{\Sigma\max}$ беремо з динамічного розрахунку двигуна.

Напруження стиску без врахування поздовжнього згину для звужуючогося стрижня шатуна визначаємо за формулою:

$$\sigma_{ст} = P_{ст} / f, \quad (2.79)$$

де f - площа поперечного перерізу стержня шатуна (по перерізу), м.

Напруження розтягу визначаємо за формулою:

$$\sigma_p = P_p / f. \quad (2.80)$$

Середнє напруження за цикл визначаємо за формулою (з врахуванням знаків):

$$\sigma_{cp} = (\sigma_{cm} + \sigma_p) / 2. \quad (2.81)$$

Амплітуду циклу визначаємо за формулою (з врахуванням знаків):

$$\sigma_a = (\sigma_{cm} - \sigma_p) / 2. \quad (2.82)$$

Запас міцності стержня шатуна визначаємо за формулою:

$$n_{cm} = \sigma_{-1Z} / (\sigma_a / \varepsilon + \alpha \sigma_{cp}), \quad (2.83)$$

де $\sigma_{-1Z} = 180...250 \text{ МН/м}^2$ - границя втоми матеріалу при симетричному циклі на розтяг для вуглецевої сталі; для легованої сталі $\sigma_{-1Z} = 340...380 \text{ МН/м}^2$;

$\varepsilon = 0,8...0,9$ - коефіцієнт врахування впливу чистоти обробки;

$\alpha = 0,2$ - коефіцієнт матеріалу.

Напруження згину в нижній кришці головки шатуна, МН/м²:

$$\sigma_{зг} = P_{jmax} [0,023 * l_{ш} / (1 + I_B/I) * W_{зг} + 0,4 / (F_K + F_B)] \leq [\sigma_{зг}], \quad (2.84)$$

де $l_{ш}$ - відстань між шатунними болтами, м;

$W_{зг} = l_K h_K / 6$ - момент опору розрахункового перерізу кришки без врахування ребер жорсткості, м³;

l_K, h_K - відповідно ширина і товщина кришки, м;

$I_B = l_K h_K / 12$ - момент інерції перерізу кришки, м⁴;

$I = l_B h_B / 12$ - момент інерції перерізу вкладиша, м⁴;

l_B, h_B - відповідно ширина і товщина вкладиша, м;

F_K, F_B - площа поперечного перерізу відповідно кришки і вкладиша м²;

$P_{jmax} = P_j (1,05...1,1)$ - розрахункова сила, МН;

$[\sigma_{зг}] = 120...300$ МН/м² - допустиме напруження.

Запас міцності шатунних болтів.

Визначають силу, яка розтягує шатунні болти, МН:

$$P_{\delta} = P_{пз} + \alpha P_{jmax} / i_{\delta}, \quad (2.85)$$

де $P_{пз} = (2...3) P_{jmax} / i_{\delta}$ - сила попереднього затягування болтів, МН;

$\alpha = 0,2...0,25$ - коефіцієнт основного навантаження різьбового з'єднання;

i_{δ} - кількість шатунних болтів.

Напруження в болті, МН/м²:

а) максимальне

$$\sigma_{max} = P_{\delta} / f_{min}, \quad (2.86)$$

б) мінімальне

$$\sigma_{min} = P_{пз} / f_{min}, \quad (2.87)$$

де $f_{min} = \pi D_B^2 / 4$ - мінімальна площа перерізу болта, м²;

D_B - мінімальний діаметр болта в розрахунковому перерізі, м.

Середнє напруження за цикл, МН/м :

$$\sigma_{cp} = (\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2. \quad (2.88)$$

Амплітуду циклу, МН/м :

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2. \quad (2.89)$$

Запас міцності стержня шатуна

$$n = \sigma_{-Z1} / (k_6 * \sigma_a / \varepsilon + \alpha \sigma_{cp}), \quad (2.90)$$

де $k_6 = 3,0 \dots 4,5$ - коефіцієнт концентрації напружень у різьбі.

2.2.5 Корінна шийка колінчастого валу

Для розрахунку запасу міцності, корінні шийки колінчастого валу розраховуємо тільки на кручення.

Максимальне дотичне напруження, МН/м:

$$\tau_{max} = M_{kmax} / W_{kp} = M_{kmax} / 0,2d_{kш}^3, \quad (2.91)$$

де $d_{kш}$ - діаметр корінної шийки, м;

$M_{kmax} = T_{\Sigma max} R F_n$ - максимальний крутний момент, МНм;

R - радіус кривошипа, м.

Мінімальне дотичне напруження

$$\tau_{min} = M_{kmin} / W_{kp} = M_{kmin} / 0,2d_{kш}^3, \quad (2.92)$$

де $M_{kmin} = T_{\Sigma min} R F_n$ - мінімальний крутний момент.

Максимальний $T_{\Sigma max}$ і мінімальний $T_{\Sigma min}$ сумарний тиск дотичної сили визначають з динамічного розрахунку.

Середнє напруження циклу, МН/м :

$$\tau_a = (\tau_{max} - \tau_{min}) / 2. \quad (2.93)$$

Запас міцності корінної шийки.

$$n = \tau_{-1} / (2,5 * \tau_a k_\tau / \varepsilon_\tau + \alpha_\tau * \tau_{cp}), \quad (2.94)$$

де τ_{-1} - границя втоми матеріалу на кручення; $\tau_{-1} = 180...220$ МН/м - для вуглецевої сталі; $\tau_{-1} = 280...320$ МН/м - для легованих сталей;

$k_\tau = 1,8...2,0$ - коефіцієнт концентрації напружень;

$\varepsilon_\tau = 0,7...0,8$ - коефіцієнт врахування масштабних та технологічних факторів;

$\alpha_\tau = 0,1$ - коефіцієнт залежності втомної міцності матеріалу.

Середній тиск на шатунну шийку, МН/м :

$$q_{\text{ср}} = P'_{\text{шср}} / d_{\text{шш}} l_{\text{шш}} \leq [q_{\text{ср}}], \quad (2.95)$$

де $P_{\text{шср}}$ - середнє значення сили, що діє на шатунну шийку, МН;

$P'_{\text{шср}} = P_{\text{шср}} F_n$ - середнє значення тиску, що діє на шатунну шийку, МН/м²;

$d_{\text{шш}}, l_{\text{шш}}$ - відповідно діаметр і ширина шатунної шийки, м.

Максимальний тиск на шатунну шийку, МН/м²:

$$q_{\text{max}} = P'_{\text{шmax}} / d_{\text{шш}} l_{\text{шш}} \leq [q_{\text{max}}], \quad (2.96)$$

де $P_{\text{шmax}}$ - максимальнє значення сили, що діє на шатунну шийку, МН;

$P'_{\text{шmax}} = P_{\text{шmax}} F_n$ - максимальнє значення тиску, що діє на шатунну шийку.

Величини $P_{\text{шср}}, P_{\text{шmax}}$ визначають із динамічного розрахунку двигуна.

Значення максимального й середнього тиску на шатунну шийку, від яких залежить термін служби підшипників, наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Значення максимального й середнього тиску на шатунну шийку

Тип двигуна	[q], МН/м ²	
	$q_{\text{ср}}$	q_{max}
бензиновий	4...12	7...20
дизельний	6...15	20...42

Тепловий розрахунок двигуна служить для визначення параметрів робочого тіла в циліндрі двигуна, а також зовнішніх показників процесів, що дозволяють визначити розміри двигуна і оцінити його економічність.

При роботі двигуна на деталі кривошипно-шатунного механізму діють сили тиску газів у циліндрі й сили інерції рухомих мас механізму. Розрізняють сили інерції зворотно-поступально рухомих мас P_j і відцентрові сили інерції обертювих

мас k_r . Від сил тиску газів і сил інерції виникають похідні від них сили тертя, сили корисного опору на колінчастому валу, реакції на опорах колінчатого валу й двигуна. Розрахунок і аналіз сил, що діють у КШМ, використано для виконання розрахунку деталей двигуна на міцність; визначення навантажень на підшипники колінчастого валу й прогнозування їхнього зношування; аналізу врівноваженості й розрахунку підвіски двигуна; визначення нерівномірності обертання колінчастого валу й розрахунку маховика.

Перевірочний розрахунок на міцність проведено для основних деталей кривошипно-шатунного механізму. Перед розрахунком деталей встановлено її матеріал і термообробку; з'ясовано, які сили й у яких перерізах створюють небезпечні напруження.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА СОБІВАРТІСТЬ ПЕРЕВЕЗЕНЬ ТРАНСПОРТНО-ЕКСПЕДИТОРСЬКОЇ КОМПАНІЇ «АВТОТРЕЙД» ЗА РАХУНОК ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛІВ КРАЗ-65101 З ДИЗЕЛЕМ ЯМЗ-238М2

3.1 Дослідження впливу співвідношення між ходом поршня та діаметром циліндра на техніко-економічні та екологічні показники дизелів ЯМЗ-238М2

Основним завданням дослідження було визначення залежностей потужності двигуна N_e , максимального обертового моменту M_e , питомої ефективної витрати палива g_e , ефективного коефіцієнту корисної дії η_e , емісії твердих часток C , емісії окислів азоту NO_x , комплексу сумарної емісії окислів азоту NO_x та твердих часток C від співвідношення діаметра поршня D до його ходу S .

Необхідно відмітити, що при збільшенні ходу поршня змінюються показники робочого процесу, в першу чергу сумішоутворення та згорання паливної суміші при русі поршня від НМТ до ВМТ.

Розрахунки виконувались за допомогою розрахункової програми «Дизель-РК».

Результати розрахунків наведені в табл. 3.1.

За отриманими розрахунковими результатами побудовані графічні залежності номінальної потужності N_e , максимального крутного моменту M_e , питомої ефективної витрати палива g_e , ефективного коефіцієнту корисної дії η_e , емісії твердих часток C , емісії окислів азоту NO_x , комплексу сумарної емісії окислів азоту NO_x та твердих часток C від співвідношення діаметра поршня D до його ходу S дизельного двигуна ЯМЗ-238М2 (рис. 3.1-3.14).

Аналіз залежності номінальної потужності N_e від відношення діаметру поршня до його ходу дизельного двигуна ЯМЗ-238М2 показує (див. рис. 3.1), що зменшення діаметру поршня з 160 до 140 мм призводить до збільшення потужності двигуна на 22,9%. Подальше зменшення діаметру поршня до 80 мм зменшує номінальну потужність двигуна до 68,6 кВт майже в 2,5 рази, це обумовлено погіршенням процесів сумішоутворення та згорання паливо-повітряної суміші.

Залежність максимального обертового моменту має аналогічну залежність від зміни діаметру поршня при постійному значенні його ходу (див. рис. 3.2). При зменшенні діаметра поршня з 160 до 140 мм значення максимального обертового

Таблиця 3.1 - Результати розрахункового дослідження визначення впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизелів ЯМЗ-238М2 зміни діаметра та ходу поршня

Значення діаметра поршня D та його ходу S, мм	Потужність Ne, кВт	Максимальний обер-тальний момент Me, Н*м	Питома ефективна витрата палива ge, кг/(кВт*год)	Ефективний коефіцієнт корисної дії η_e	Емісія твердих часток C, г/(кВт*год)	Емісія окислів азоту NOx, г/(кВт*год)	Комплекс сумарної емісії окислів азоту NOx та твердих часток C, г/(кВт*год)
d = 80, S = 120	68,63	252,08	0,23550	0,35968	0,19275	6,8929	1,6272
d = 100, S = 120	109,60	402,57	0,23337	0,36297	0,14329	7,1856	1,5041
d = 120, S = 120	153,53	563,91	0,23978	0,35327	0,17086	7,5453	1,6474
d = 140, S = 120	169,09	621,09	0,26497	0,31968	0,37289	7,1843	2,2693
d = 160, S = 120	137,53	505,18	0,32887	0,25757	0,87199	6,3181	3,8092
d = 120, S = 80	110,70	406,60	0,22346	0,37906	0,14529	6,4631	1,4076
d = 120, S = 100	134,47	493,91	0,22989	0,36846	0,14824	6,8854	1,4777
d = 120, S = 120	153,53	563,91	0,23978	0,35327	0,17086	7,5453	1,6474
d = 120, S = 140	162,88	598,27	0,25463	0,33266	0,21397	7,7139	1,8152
d = 120, S = 160	159,60	586,20	0,27805	0,30465	0,29622	8,1192	2,1473

моменту M_e збільшується на 10,1 %, подальше зменшення діаметру поршня до 80 мм обумовлює зменшення максимального обертового моменту до 252,08 Н*м (майже в 2,5 рази).

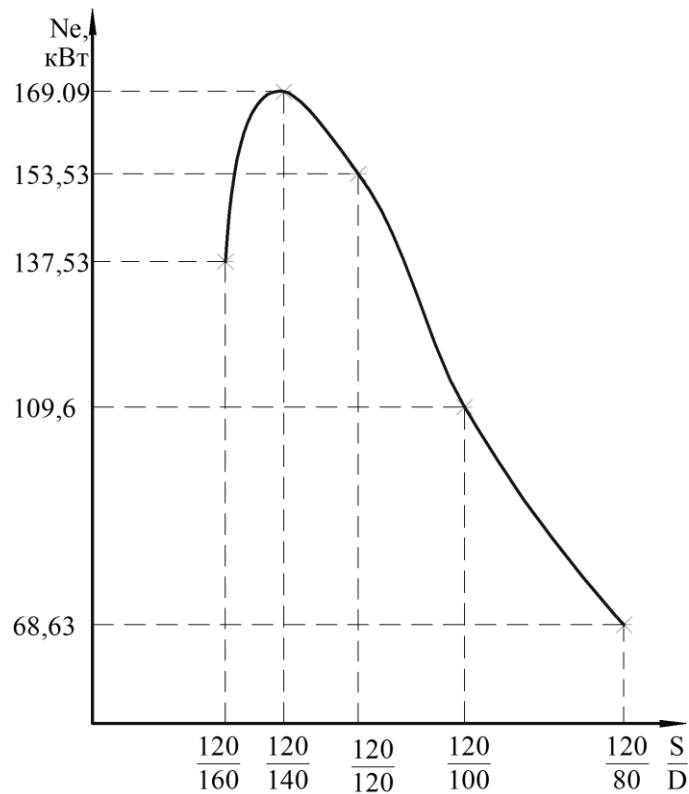


Рисунок 3.1 – Залежність ефективної потужності N_e дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення діаметра поршня D до його ходу S

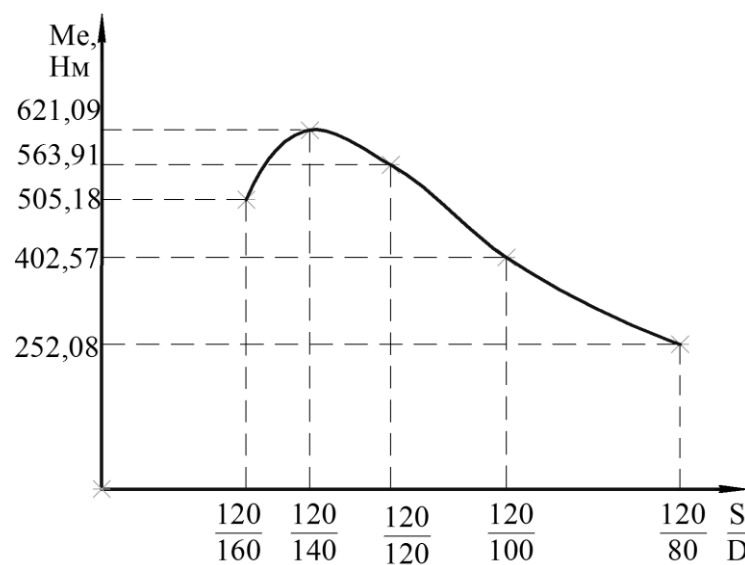


Рисунок 3.2 – Залежність ефективного обертового моменту M_e дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення діаметра поршня D до його ходу S

Аналіз залежності питомої ефективної витрати палива g_e (див. рис. 3.3) від зменшення діаметру поршня при незмінному його ході показав, що при зменшенні діаметру поршня з 160 до 120 мм призводить до значного зменшення значення питомої ефективної витрати палива з 328 до 235 г/(кВт*год) (на 39,6 %). Подальше зменшення діаметру поршня не впливає на питому ефективну витрату палива. Можливо відмітити, що зменшення питомої ефективної витрати палива, як відмічалось вище, обумовлює зменшення номінальної потужності двигуна та його максимального обертового моменту.

Інший вплив зменшення діаметру поршня при незмінному значення його ходу здійснює на показники ефективного коефіцієнту корисної дії (рис. 3.4). Зменшення діаметру поршня з 160 до 100 мм призводить до збільшення значення коефіцієнту корисної дії з 0,257 до 0,362 (на 40,9%). Подальше зменшення діаметру поршня практично не впливає на значення коефіцієнту корисної дії.

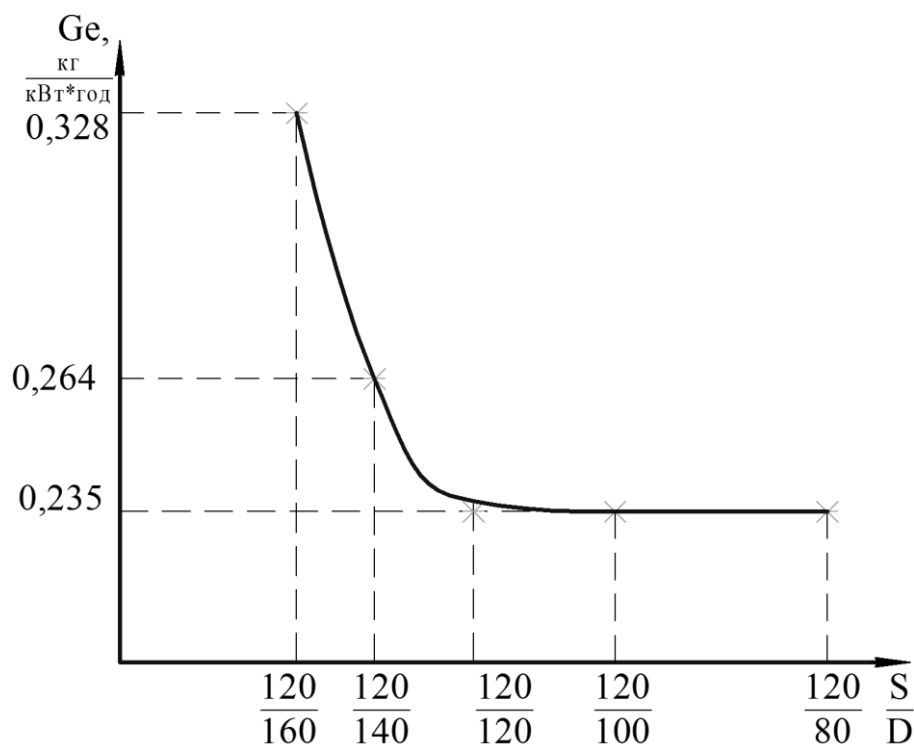


Рисунок 3.3 – Залежність питомої ефективної витрати палива g_e дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення діаметра поршня D до його ходу S

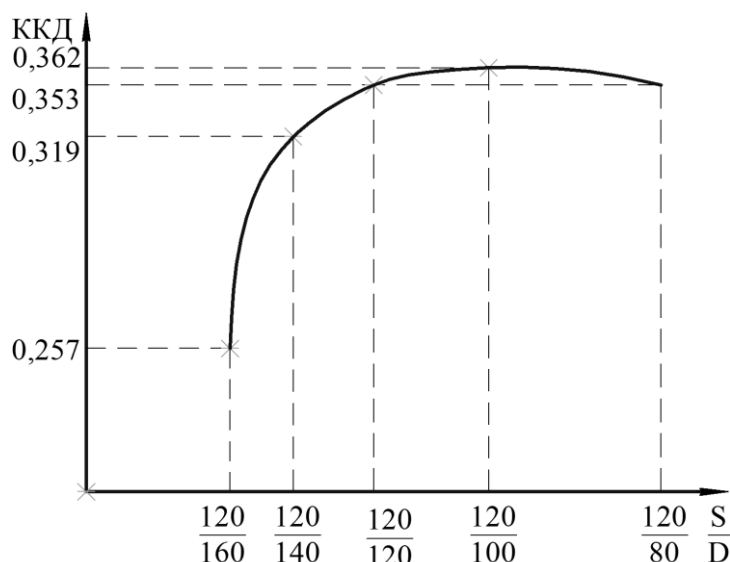


Рисунок 3.4 – Залежність ефективного коефіцієнту корисної дії η_e дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення діаметра поршня D до його ходу S

Розглянемо вплив зміни співвідношення діаметру поршня D до його ходу S на екологічні показники дизельного двигуна ЯМЗ-238М2.

Емісія твердих часток (рис. 3.5) інтенсивне зменшується з 0,871 до 0,171 г/(кВт*год) (майже в 5 разів) при зменшенні діаметра поршня з 160 до 120 мм. Подальше зменшення діаметру поршня практично не впливає на емісію твердих часток.

Аналіз залежності емісії окислів азоту NO_x від зменшення діаметру поршня при незмінному значенні його ходу (рис. 3.6) показує, що емісія окислів азоту NO_x збільшується з 6,31 до 7,54 г/(кВт*год) (на 19,5%), подальше зменшення діаметру поршня призводить до зменшення емісії окислів азоту NO_x у відпрацьованих газах до 6,89 г/(кВт*год) (на 9,4%).

Комплекс сумарної емісії окислів азоту NO_x та твердих часток C (рис. 3.7) при зменшенні діаметра поршня зменшується з 3,8 до 1,5 г/(кВт*год) (зменшуються майже в 2,5 рази), подальше зменшення діаметру поршня практично не впливає на значення комплексу сумарної емісії окислів азоту NO_x та твердих часток C .

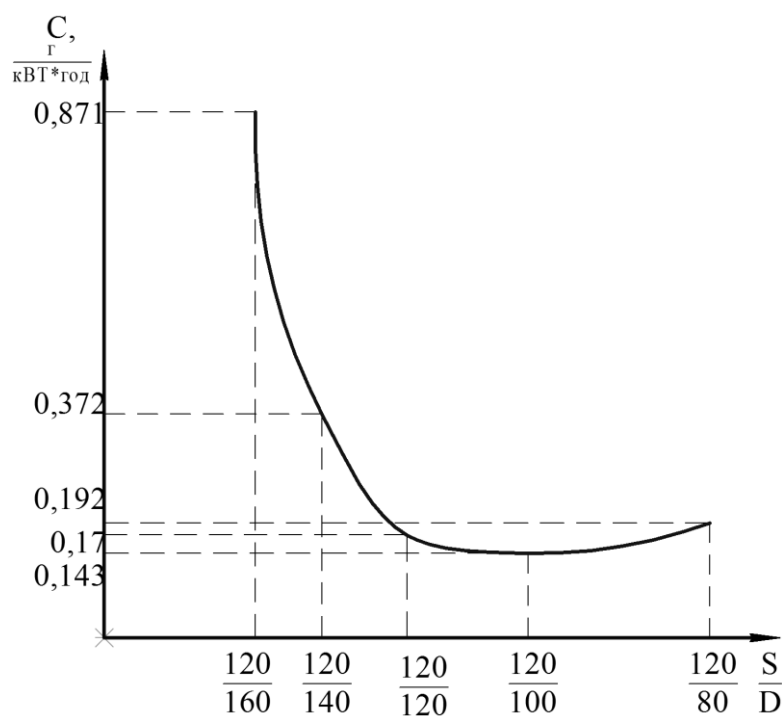


Рисунок 3.5 – Залежність емісії твердих часток C у відпрацьованих газах дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення діаметра поршня D до його ходу S

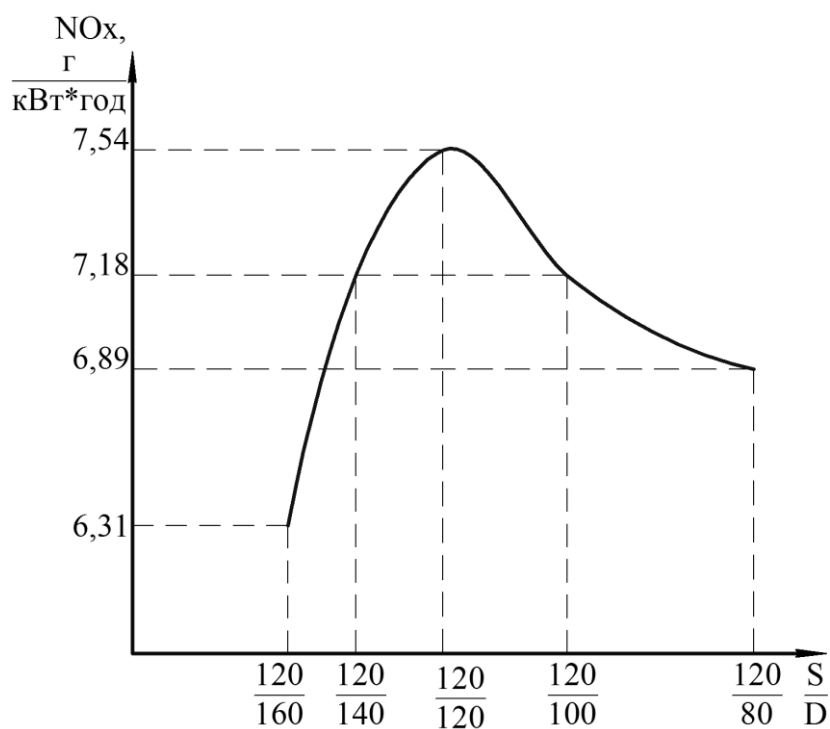


Рисунок 3.6 – Залежність емісії окислів азоту NOx у відпрацьованих газах дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення діаметра поршня D до його ходу S

Необхідно відмітити, що максимальні значення технічних характеристик при мінімальних значеннях паливної економічності та екологічних показників відповідає діапазону значень діаметру поршня від 100 до 140 мм при його ході 120 мм. Виключення складає емісія окислів азоту, яке при такому співвідношенні діаметра поршня до його ходу сягає максимального значення.

Аналіз впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизеля ЯМЗ-238М2 зміни ходу поршня при незмінних значеннях його діаметру дозволяє зробити наступні висновки.

Зміна ходу поршня з 80 до 140 мм при незмінному діаметрі призводить до збільшення номінальної потужності N_e дизельного двигуна ЯМЗ-238М2 (див. рис. 3.8) з 110 до 163 кВт (на 47,3%), це обумовлено покращенням процесів сумішоутворення та згорання паливо-повітряної суміші. Подальше збільшення ходу поршня до 160 мм практично не впливає на значення номінальної потужності двигуна.

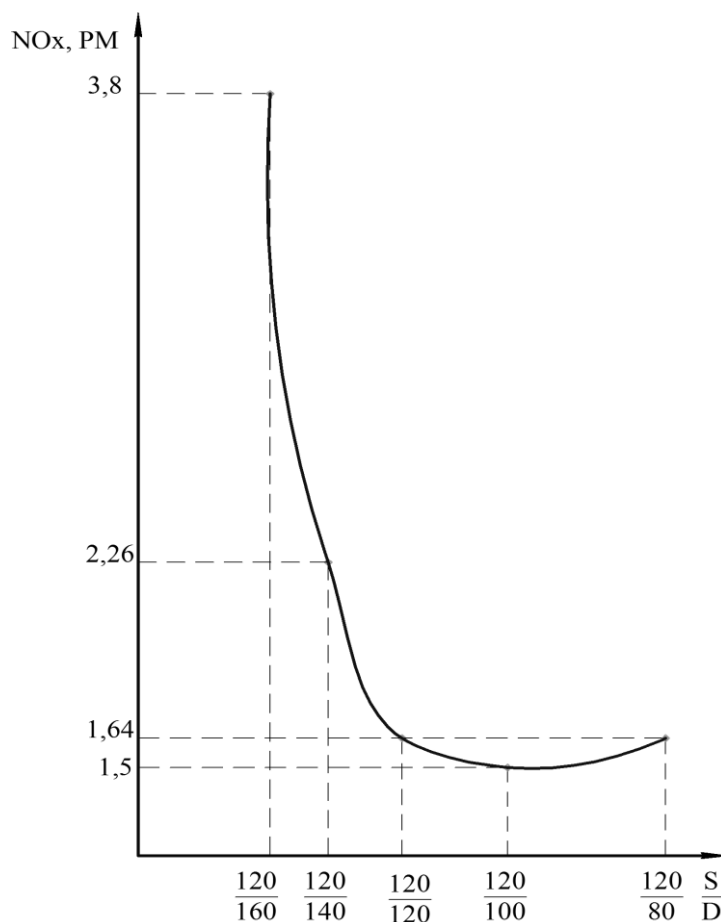


Рисунок 3.7 – Залежність комплексної сумарної емісії окислів азоту NOx та твердих часток C у відпрацьованих газах дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення діаметра поршня D до його ходу S

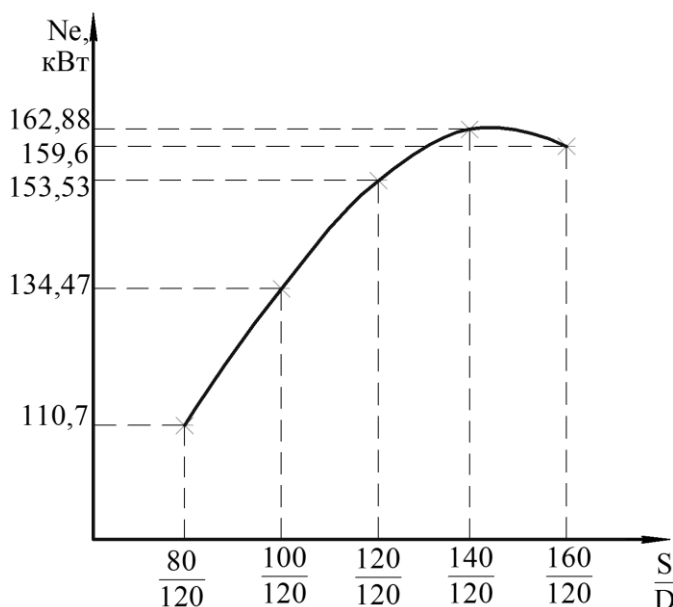


Рисунок 3.8 – Залежність ефективної потужності N_e дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення ходу поршня S до його діаметра D

Залежність максимального обертового моменту має аналогічну залежність від зміни ходу поршня при постійному значенні його діаметра (див. рис. 3.9). При збільшенні ходу поршня з 80 до 140 мм значення максимального обертового моменту M_e збільшується на 47,3 %, подальше збільшення ходу поршня до 160 мм практично не впливає на значення максимального обертового моменту двигуна.

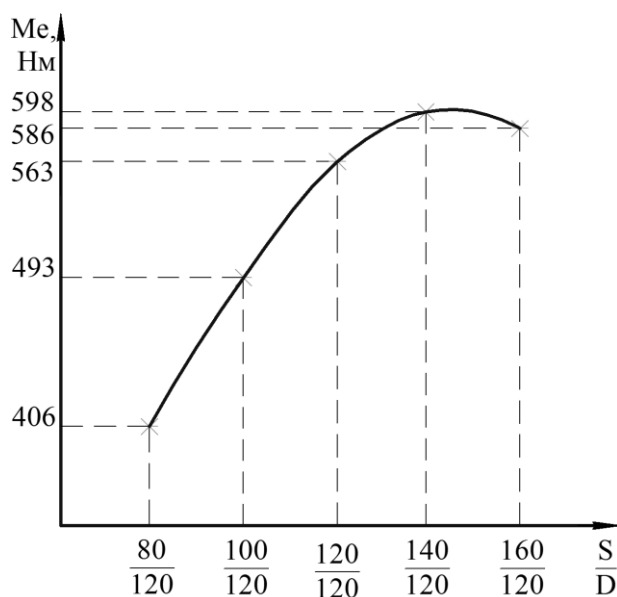


Рисунок 3.9 – Залежність ефективного обертового моменту M_e дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення ходу поршня S до його діаметра D

Аналіз залежності питомої ефективної витрати палива g_e (див. рис. 3.10) від зміни ходу поршня при незмінному його діаметрі показав, що при збільшенні ходу поршня з 80 до 120 мм значення питомої ефективної витрати палива практично не змінюється, подальше збільшення ходу поршня призводить до збільшення питомої ефективної витрати палива з 223 до 278 г/(кВт*год) (на 24,7%).

Можливо відмітити, що покращення процесів сумішоутворення та згорання паливо-повітряної суміші при збільшенні ходу поршня з 80 до 120 мм обумовлює збільшення номінальної потужності та максимального обертового моменту, подальше збільшення цих показників обумовлено збільшенням витрати палива.

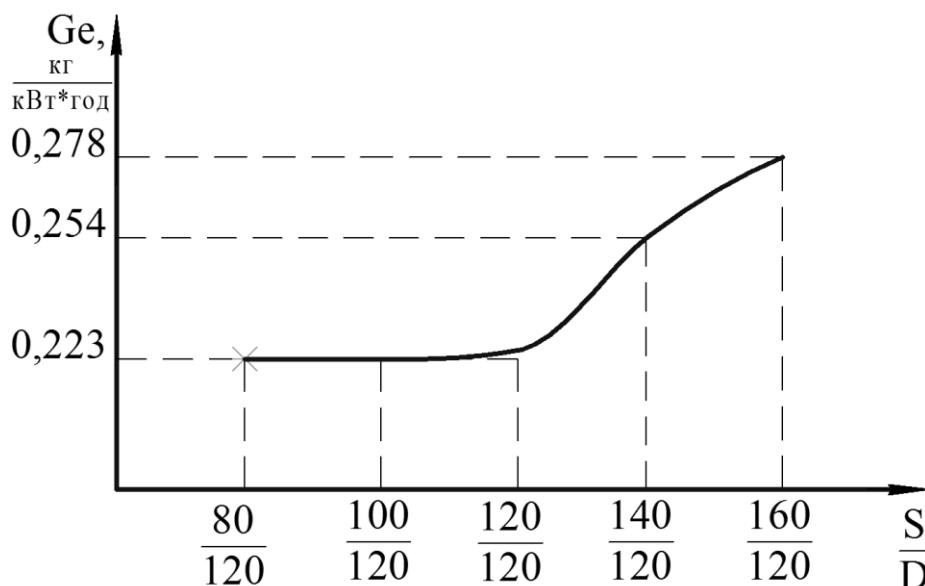


Рисунок 3.10 – Залежність питомої ефективної витрати палива g_e дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення ходу поршня S до його діаметра D

Інший вплив збільшення хід поршня при незмінному значення його діаметра здійснює на показники ефективного коефіцієнту корисної дії (рис. 3.11). Збільшення ходу поршня з 80 до 160 мм призводить до зменшення значення коефіцієнту корисної дії з 0,379 до 0,304 (на 24,7%).

Розглянемо вплив зміни ходу поршня S при незмінному значенні його діаметра D на екологічні показники дизельного двигуна ЯМЗ-238М2.

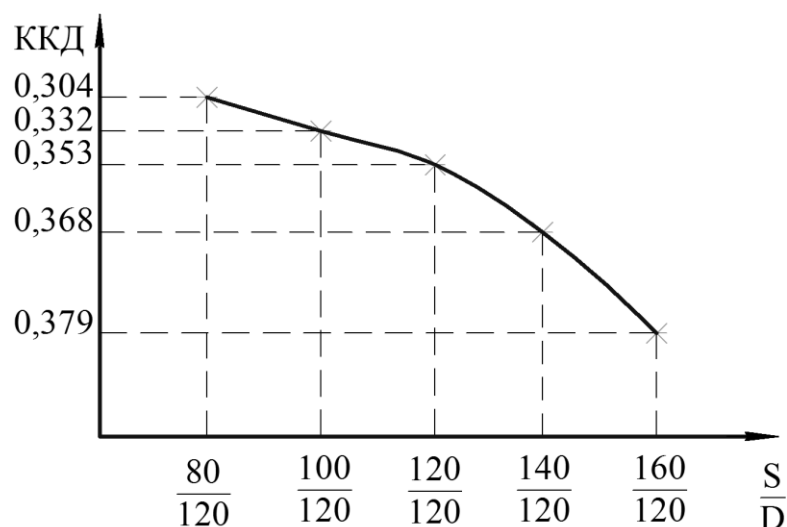


Рисунок 3.11 – Залежність ефективного коефіцієнту корисної дії η_e дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення ходу поршня S до його діаметра D

Емісія твердих часток (рис. 3.12) постійна при збільшенні ходу поршня з 80 до 100 мм, подальше збільшення ходу поршня приводить до інтенсивного зменшення емісії твердих часток з 0,145 до 0,296 г/(кВт*год) (майже в 2 рази).

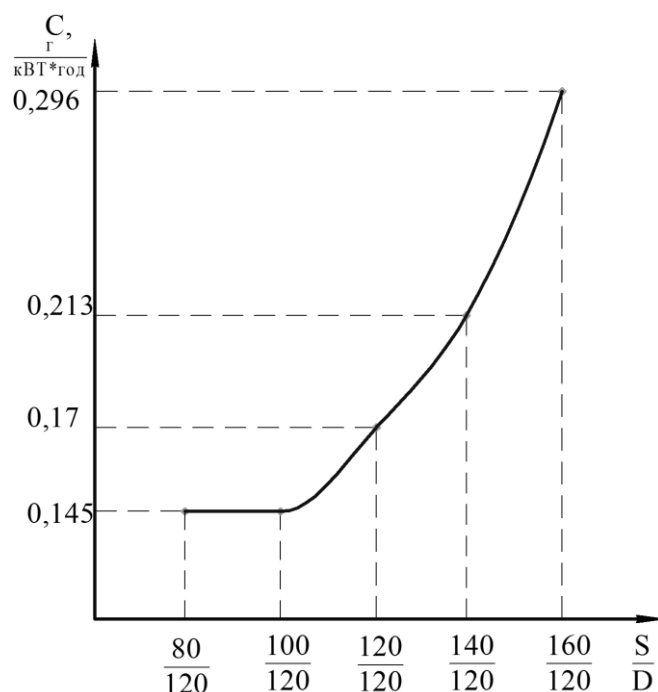


Рисунок 3.12 – Залежність емісії твердих часток C у відпрацьованих газах дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення ходу поршня S до його діаметра D

Аналіз залежності емісії окислів азоту NO_x від збільшення ходу поршня при незмінному значенні його діаметра (рис. 3.13) показує, що емісія окислів азоту NO_x інтенсивне збільшується з 6,46 до 8,11 г/(кВт*год) (на 25,5%) при збільшенні ходу поршня з 80 до 160 мм.

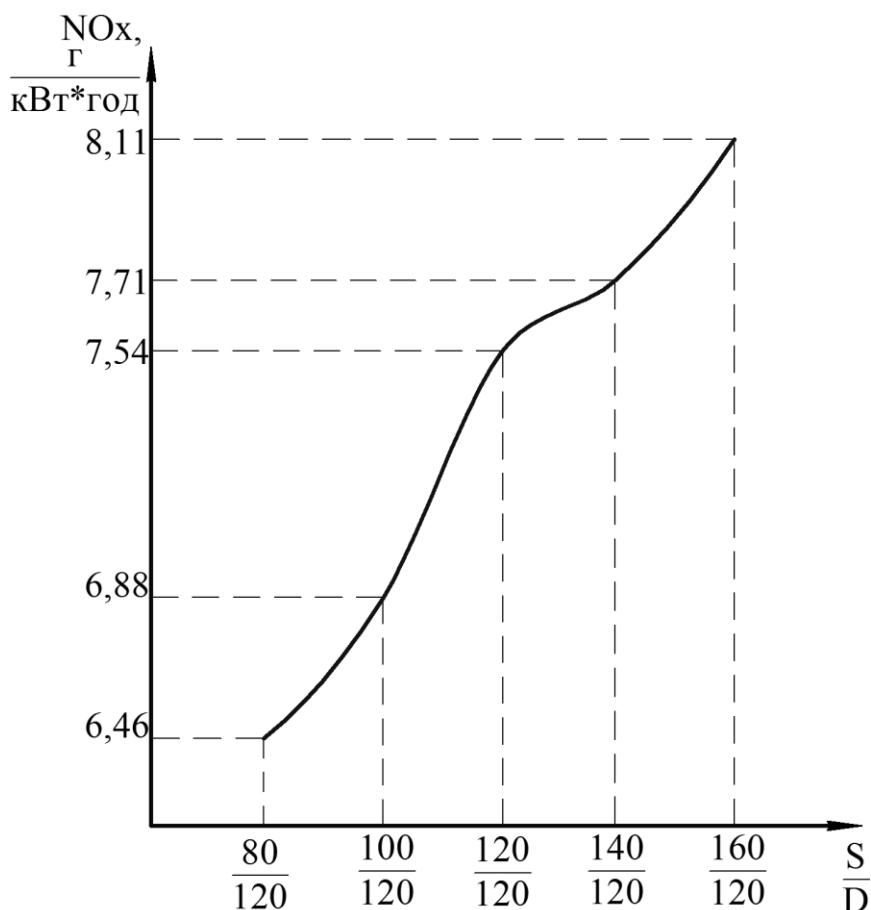


Рисунок 3.13 – Залежність емісії окислів азоту NO_x у відпрацьованих газах дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення ходу поршня S до його діаметра D

Комплекс сумарної емісії окислів азоту NO_x та твердих часток C (рис. 3.14) при збільшенні ходу поршня з 80 до 100 мм практично не впливає на зміну значення вибросів з відпрацьованими газами, яке складає 1,4 г/(кВт*год). Подальше збільшення ходу поршня призводить до збільшення кількості вибросів з 1,4 до 2,14 г/(кВт*год) (збільшення складає майже 1,5 рази).

Необхідно відмітити, що максимальні значення технічних характеристик припадає на значення ходу поршня, яке знаходиться в діапазоні 100...160 мм, але при цьому значення питомої витрати палива набуває максимальної величини,

коефіцієнт корисної дії набуває мінімального значення та має місце погіршення екологічних показників дизельного двигуна ЯМЗ-238М2.

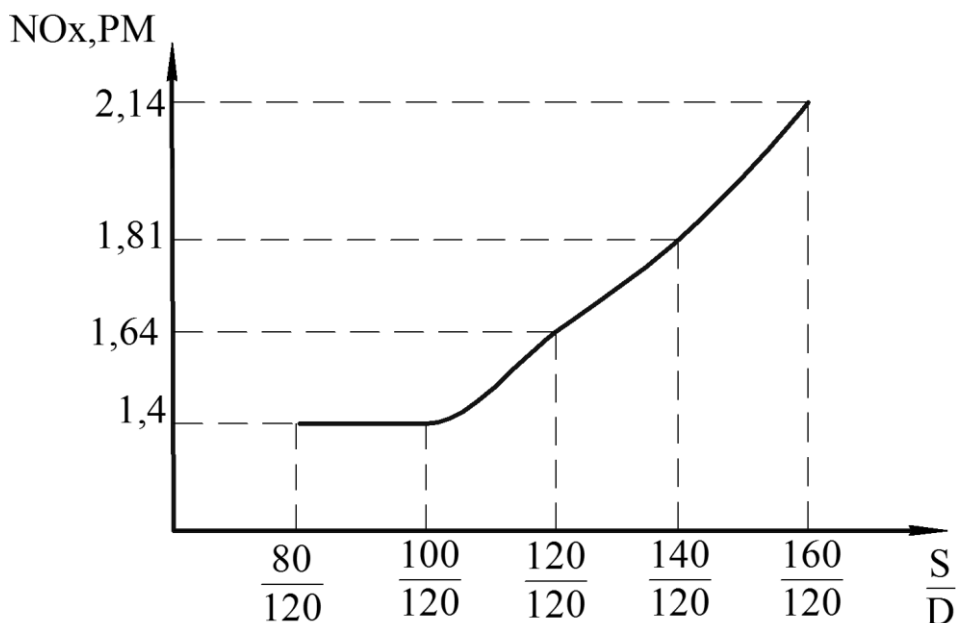


Рисунок 3.14 – Залежність комплексної сумарної емісії окислів азоту NO_x та твердих часток C у відпрацьованих газах дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення ходу поршня S до його діаметра D

Таким чином, можливо зробити наступні висновки стосовно впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизеля ЯМЗ-238М2 зміни діаметра поршня та його ходу.

Зміна діаметра поршня в діапазоні 100...140 мм при незмінному значенні його ходу дозволяє отримати максимальні значення технічних характеристик двигуна при мінімальних значеннях витрати палива та викидів твердих часток з відпрацьованими газами двигуна.

З іншого боку, збільшення ходу поршня при незмінному значенні його діаметра дозволяє отримати максимальні значення технічних характеристик при максимальній витраті палива та максимальних значеннях викидів токсичних речовин з відпрацьованими газами, тому необхідно достатися компромісу між потрібними значеннями технічних характеристик дизеля ЯМЗ-238М2 та припустимими значеннями економічних та екологічних характеристик.

3.2 Зменшення собівартості вантажних перевезень автомобілями транспортно-експедиторської компанії «Автотрейд» за рахунок покращення показників автомобілів КрАЗ-65101 з дизелем ЯМЗ-238М2

В наші дні перспективним видом надання послуг, що стрімко розвивається, є вантажні перевезення, а також послуги вантажників. З кожним місяцем кількість фірм, що займаються цією справою, стрімко росте. Саме людські потреби і є основною причиною стрімкого розвитку сфери вантажних перевезень. Безумовно, кожна фірма, яка займається вантажоперевезеннями, надає повний перелік послуг: допомога в організації і здійсненні квартирних і офісних переїздів, послуги вантажників і експедиторів, а також багато чого іншого. Щоб відповідати світовому рівню і "не знизити планку", втративши при цьому авторитет в очах тих оточуючих, фірми-постачальники послуг проводять також безкоштовні консультації своїм імовірним клієнтам. Ще однією важливою особливістю є те, що серед працівників більшої частини перевізників є спеціальні оцінювачі, які у будь-який момент готові відправитися до майбутнього клієнта і прямо на місці оцінити спектр передбачуваних робіт. Це може допомогти клієнтам уникнути зайвих витрат при оплаті наданих послуг.

Деякі фірми працюють по простіших сценаріях: диспетчеру замовляють необхідну послугу, приїжджають вантажники і доставляють майно до пункту призначення. Така схема, безумовно, найпростіша, але тут можуть виникнути різноманітні проблеми: наприклад, «нестиковки» думок щодо оплати. Часто подібна «оперативна» робота не передбачає підписання письмових договорів, тому якщо фірма або хто-небудь з її представників не бояться втратити обличчя, а також і свій авторитет при цьому, клієнт може отримати безліч проблем.

Таким чином, можна зробити один простий висновок: вантажоперевезення в наші дні дійсно є невід'ємною частиною життя суспільства, а подібні послуги у будь-який момент можуть стати в нагоді кожному з нас.

Крім компаній, що займаються виключно переїздами і перевезеннями в межах одного міста або країни, існують також міжнародні перевізники, в обов'язки яких входить забезпечення максимально швидкого і безпечного вантажоперевезення з однієї держави в іншу. Основна маса таких перевізників займається організацією всіх етапів пересування вантажів від виробників або замовників до пункту призначення відповідно до побажань своїх клієнтів. Робота компаній, які займаються вантажними перевезеннями, будується на основі індивідуального підходу до своїх клієнтів, з числа яких постійні часто можуть також небезпідставно розраховувати на певні знижки.

При здійсненні крупних і довгострокових вантажоперевезень не завжди вдається обійтися лише сервісом, що може запропонувати одна компанія, що здійснює вантажні перевезення, незалежно від того, якою кількістю і якістю транспорту, а також персоналу вона володіє. Саме тому міжнародні перевізники в цілях чіткого і швидкого виконання узятих на себе зобов'язань в основному співробітничать з іншими компаніями, що займаються вантажоперевезеннями.

Міжнародні перевезення часто припускають наявність в одній компанії декількох різнопланових видів транспорту. Так, наприклад, вантажне перевезення з України в Сполучені Штати Америки може здійснюватися і автомобільним транспортом, і товарним поїздом, і авіатранспортом (або ж морським судном) одночасно. Вартість вантажоперевезення варіюється не тільки залежно від виду транспорту, яким здійснюється це саме вантажне перевезення, але і залежно від деяких інших особливостей. Наприклад, дуже важливим чинником є вид вантажу, адже він може бути негабаритним, крихким і навіть небезпечним. У такому разі збільшується вартість не тільки самого процесу вантажоперевезення, але і оплата роботи висококваліфікованих вантажників, а також експедиторів.

Існують різні види вантажоперевезень, кожен з яких має свої переваги і недоліки. Найпоширеніший тип вантажоперевезень - автоперевезення. Це один з найбільш популярних видів доставки вантажів. Вантажоперевезення цього виду мають такі переваги, як швидкість доставки вантажу без проміжних перевалювань і

можливість контролю його стану в процесі вантажоперевезення. Як і будь-який інший вид вантажних перевезень, цей вид має свої «плюси» і «мінуси».

Переваги:

- можливість доставки вантажів від вантажовідправника до одержувача без перевантаження;

- забезпечення високого збереження вантажу;

- велика мобільність і швидкість вантажоперевезення;

- ритмічність перевезення вантажів, тобто немає необхідності накопичення вантажів у великому об'ємі;

- незалежність місцеположення відправника і одержувача вантажів від морських і річкових портів, а так само крупних міст, автомагістралей, з/д шляхів - найефективніший вид вантажоперевезень на невеликі відстані.

Недоліки:

- обмеженість використання на великі відстані при перевезенні значних партій вантажів;

- залежність від дорожньої мережі;

- дорогий вид транспорту при вантажних перевезеннях на великі відстані;

- обмеженість по перевезенню негабаритних вантажів.

Одним з критеріїв вантажоперевезень є експлуатаційні витрати на використання транспортних засобів за призначенням. Як показали дослідження, удосконалення кривошипно-шатунного механізму двигунів внутрішнього згорання дозволяє зменшити собівартість перевезень в першу чергу за рахунок зниження витрат на закупівлю палива. Це дозволить підвищити конкурентоздатність вантажоперевізника на ринку надання таких послуг.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

Організаційно-технічні вимоги до робочого місця.

Технічні рішення з безпеки робочого місця водія включають в себе різні аспекти. Одним з основних є системи активної і пасивної безпеки, такі як подушки безпеки, ремені безпеки та системи контролю стабільності. Інші важливі рішення включають ергономічний дизайн сидінь і розташування органів управління, що зменшує навантаження на водія та запобігає втомі. Важливим також є застосування технологій автоматизації і допомоги водієві, таких як адаптивний круїз-контроль, система попередження про виїзд зі смуги руху, автоматичне екстрене гальмування і системи моніторингу сліпих зон. Значну роль відіграє і вдосконалене освітлення, як внутрішнє, так і зовнішнє, що покращує видимість в умовах недостатнього освітлення. Також важливі системи відеонагляду та реєстрації подій, що можуть допомогти в аналізі і запобіганні аварійних ситуацій.

Санітарно-гігієнічні заходи.

Мікроклімат.

Для забезпечення необхідних за нормативами параметрів мікроклімату в кабіні проектом передбачено використання кількох систем та рішень. Перш за все, встановлюються системи кондиціонування та обігріву, які дозволяють підтримувати оптимальну температуру в межах 18-25°C, незалежно від зовнішніх умов. Ці системи повинні мати можливість точного регулювання, щоб водій міг налаштувати комфортні для себе параметри.

Для підтримання оптимального рівня вологості, який має бути в межах 40-60%, можуть використовуватися зволожувачі та осушувачі повітря, вбудовані в систему клімат-контролю. Важливо також забезпечити ефективну вентиляцію, щоб підтримувати належний повітрообмін. В кабіні мають бути передбачені вентиляційні отвори та повітроводи, що забезпечують постійний приплив свіжого повітря та видалення вуглекислого газу і інших забруднювачів.

Для фільтрації повітря використовуються високоякісні повітряні фільтри, які затримують пил, алергени та інші шкідливі частки. В сучасних автомобілях також

можуть встановлюватися системи фільтрації з активованим вугіллям, які додатково видаляють запахи та газоподібні забруднювачі.

Дизайн кабіни передбачає використання матеріалів, які не виділяють шкідливих речовин та не викликають алергічних реакцій. Також важливо уникати протягів, тому герметизація дверей і вікон повинна бути високої якості.

Освітлення в кабіні має бути достатнім, але не сліпучим, з можливістю регулювання яскравості. Це допомагає зберігати комфортні умови для водія під час роботи в різний час доби і в різних умовах.

Всі ці технічні рішення та системи у комплексі забезпечують комфортний і безпечний мікроклімат в кабіні водія, що сприяє підвищенню продуктивності та зниженню ризику втоми і захворювань.

Таблиця 4.1 – Параметри мікроклімату автомобіля.

Період року	t, °C	W, %	V, м/с
Теплий	21	68	0,2
Холодний	24	65	0.1

Для забезпечення необхідних за нормативами параметрів мікроклімату проектом передбачено:

1. Система кондиціонування повітря:

- забезпечує підтримку оптимальної температури в кабіні (18-25°C);
- регулює рівень вологості повітря (40-60%);
- підтримує циркуляцію повітря для запобігання застою та утворення протягів.

2. Система обігріву:

- забезпечує комфортну температуру в холодний період;
- можливість регулювання температури відповідно до індивідуальних потреб водія.

3. Вентиляційна система:

- забезпечує постійний обмін повітря;
- видаляє вуглекислий газ, шкідливі домішки та неприємні запахи;
- запобігає накопиченню вологи та запобігає утворенню цвілі.

4. Фільтрація повітря:

- використання фільтрів для очищення повітря від пилу, диму, алергенів та інших зважених часток;
- спеціальні фільтри для видалення шкідливих хімічних сполук та запахів.

5. Ергономічне розташування елементів управління кліматом:

- зручне розташування кнопок та регуляторів для легкого доступу водія;
- інтуїтивний інтерфейс для швидкого налаштування параметрів мікроклімату.

6. Системи автоматичного контролю клімату:

- датчики температури, вологості та якості повітря, які автоматично регулюють роботу систем кондиціонування та обігріву;
- можливість програмування режимів роботи для різних умов експлуатації.

Склад повітря робочої зони.

Склад повітря на робочому місці водія має відповідати певним стандартам для забезпечення здоров'я та комфорту. Повітря повинно містити оптимальну концентрацію кисню, зазвичай близько 21%, щоб забезпечити належну вентиляцію та запобігти гіпоксії. Вуглекислий газ не повинен перевищувати концентрацію в 0,1%, оскільки підвищений рівень CO₂ може викликати головний біль, втому та зниження концентрації. Важливим є низький рівень вуглецю оксиду (CO), який не повинен перевищувати 0,003%, щоб уникнути отруєння. Повітря має бути вільним від шкідливих домішок, таких як оксиди азоту, сірки та інші токсичні речовини, концентрації яких повинні бути мінімальними і відповідати гігієнічним нормам.

Зважені частки (пил, дим, сажа) повинні бути мінімальними, оскільки їх присутність може викликати респіраторні проблеми. Повітря має бути вільним від запахів, особливо тих, що можуть викликати нудоту або алергічні реакції. Вологість повітря повинна підтримуватися в межах 40-60%, щоб запобігти сухості слизових оболонок або надмірній вологості, яка може призвести до утворення цвілі та поширення мікроорганізмів. Оптимальна температура повітря в салоні повинна бути в межах 18-25°C, що забезпечує комфортне середовище для водія і сприяє підтриманню належного рівня уваги і реакції.

Таблиця 4.2 – Можливі забруднювачі повітря та їх ГДК

Найменування речовини	ГДК, мг/м ³		Клас небезпечності
	Максимально разова	Середньодобова	
Аміак	0,2	0,2	2
Бутан	200	-	4
Бензол	1,5	0,8	2

Для забезпечення складу повітря робочої зони відповідно до нормативів проектом передбачені такі рішення щодо вентиляції та кондиціювання в салоні:

1. Система автоматичного кондиціювання повітря:

- автоматичне підтримання заданої температури та вологості;
- використання датчиків для моніторингу та регулювання мікроклімату в реальному часі.

2. Система багатоступеневої фільтрації повітря:

- первинні фільтри для видалення грубих часток пилу та сміття.
- вугільні фільтри для поглинання запахів та хімічних забруднювачів.
- НЕРА-фільтри для видалення дрібних часток, алергенів та бактерій.

3. Інтелектуальна вентиляційна система:

- постійний обмін повітря для видалення CO₂ та інших шкідливих газів;
- регульовані вентилятори для забезпечення рівномірного розподілу свіжого повітря;
- датчики якості повітря для виявлення забруднень і автоматичного підвищення рівня вентиляції.

4. Рециркуляція повітря:

- система рециркуляції для зменшення втрат енергії та підтримки стабільного мікроклімату;
- регулювання обсягу рециркуляції в залежності від умов експлуатації та якості зовнішнього повітря.

5. Підігрів і охолодження повітря:

- системи підігріву повітря для холодних умов, що забезпечують комфортну температуру в салоні;
- системи охолодження для запобігання перегріву в теплу пору року.

6. Інтерфейс для налаштування параметрів мікроклімату:

- зручне розташування панелі управління для швидкого доступу водія;
- можливість програмування та збереження персональних налаштувань.

7. Захист від зовнішніх забруднень:

- герметичні ущільнювачі для запобігання проникненню зовнішніх забруднень в салон;
- додаткові фільтри на повітрозабірниках для захисту від пилу та інших шкідливих часток.

8. Технічне обслуговування систем вентиляції та кондиціонування:

- регулярне обслуговування та заміна фільтрів для забезпечення ефективної роботи систем;
- профілактичне очищення вентиляційних каналів для запобігання накопиченню забруднень.

Виробниче освітлення.

Виробниче освітлення на робочому місці водія повинно забезпечувати належну видимість для виконання всіх необхідних завдань, зменшувати напругу очей та покращувати безпеку. Воно включає зовнішнє та внутрішнє освітлення.

Зовнішнє освітлення включає фари, що повинні забезпечувати достатнє освітлення дороги в умовах недостатньої видимості, таких як нічний час, туман, дощ або сніг. Фари повинні мати як ближнє, так і дальнє світло, щоб адаптуватися до різних дорожніх умов. Додаткові освітлювальні прилади, такі як протитуманні фари, можуть бути корисними в складних погодних умовах.

Внутрішнє освітлення в кабіні водія повинно бути достатньо яскравим для того, щоб водій міг бачити прилади, кнопки та інші елементи управління, але не сліпучим, щоб не відволікати і не втомлювати очі. Освітлення повинно бути рівномірним і без різких тіней. Регулювання яскравості підсвічування приладової панелі допомагає адаптувати освітлення до різних умов, наприклад, вночі або вдень.

Таблиця 4.3 – Нормовані значення виробничого освітлення

Приміщення	Площина нормування освітленості та її висота від підлоги, м	Розряд зорової роботи	Освітленість, лк при загальному (комб.) освітленні	
			Норм.	Діюче
По переобладнанню двигунів внутрішнього згорання	0,8	4 а	300 (750)	200 (600)

Для забезпечення нормованого освітлення в автомобілі передбачено:

1. Зовнішнє освітлення:

- фари ближнього та дальнього світла: забезпечують належне освітлення дороги на різних відстанях та умовах видимості;
- протитуманні фари: поліпшують видимість в умовах туману, дощу чи снігу, зменшуючи відблиски;
- денні ходові вогні: підвищують видимість автомобіля для інших учасників дорожнього руху в денний час;
- габаритні вогні: вказують на габарити автомобіля, покращуючи його видимість в темний час доби;
- поворотні вогні та стоп-сигнали: інформують про наміри водія, підвищуючи безпеку руху.

2. Внутрішнє освітлення:

- освітлення приладової панелі: забезпечує належну видимість приладів і органів управління, регулюється по яскравості для уникнення сліпучого ефекту;
- освітлення салону: включає освітлення над головою, підсвічування підлоги, дверей і багажного відділення для комфорту і безпеки пасажирів;
- підсвічування кнопок і елементів управління: полегшує їх використання в умовах недостатнього освітлення.

3. Регулювання яскравості:

- диммери: регулятори яскравості для внутрішнього освітлення, що дозволяють водієві налаштовувати освітлення відповідно до потреб;

- автоматичне регулювання фар: системи, що автоматично регулюють яскравість фар в залежності від умов освітлення і наявності зустрічного транспорту.

4. Світлодіодні (LED) лампи:

- використання LED-технологій для зовнішнього і внутрішнього освітлення, які забезпечують яскраве, ефективне і довговічне освітлення;

- економічність та менша тепловіддача порівняно з традиційними лампами.

Виробничий шум.

Виробничий шум в автомобілі є важливим фактором, що впливає на комфорт та безпеку водія і пасажирів. Для зменшення виробничого шуму в автомобілі передбачені наступні технічні рішення:

1. Звукоізоляційні матеріали:

- використання спеціальних звукоізоляційних матеріалів в конструкції автомобіля, особливо в кузові, дверях, підлозі і даху;

- застосування багат шарових звукоізоляційних покриттів для поглинання шуму і вібрацій.

2. Шумоізоляція двигуна:

- облицювання двигунного відсіку звукоізоляційними матеріалами для зменшення шуму від роботи двигуна;

- використання глушників і резонаторів для зниження рівня шуму від вихлопної системи.

3. Шумоізоляція салону:

- використання акустичних матеріалів для обробки інтер'єру салону, включаючи підлогу, стелі, сидіння та панелі дверей;

- забезпечення герметичності дверних і віконних ущільнювачів для зменшення проникнення зовнішніх шумів.

4. Технічне обслуговування:

- регулярне технічне обслуговування автомобіля для виявлення і усунення джерел зайвого шуму, таких як зношені компоненти підвіски, неправильне регулювання двигуна або вихлопної системи.

Таблиця 4.4 – Виробничий шум в автомобілі

Вид трудової діяльності, робоче місце	Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах із середньгеометричними частотами, Гц									Рівні шуму та еквів. рівні шуму, дБА, дБАекв.
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

Виробничі вібрації.

Виробничі вібрації в автомобілі можуть негативно впливати на комфорт, здоров'я водія і пасажирів, а також на довговічність автомобіля. Для зниження виробничих вібрацій передбачені наступні технічні рішення:

1. Амортизаційні системи:

- використання високоякісних амортизаторів для гасіння вібрацій, які передаються від дороги через підвіску на кузов автомобіля;

- підвіски з регульованими амортизаторами, які можуть адаптуватися до різних дорожніх умов і стилів водіння.

2. Демпфери і поглиначі вібрацій:

- встановлення гумових і поліуретанових демпферів у місцях кріплення двигуна, трансмісії та інших ключових вузлів для зменшення передачі вібрацій на кузов;

- використання гідравлічних і механічних демпферів для поглинання вібрацій.

3. Балансування компонентів:

- точне балансування обертових компонентів, таких як колінчастий вал, карданні вали, колеса і шини, для зменшення вібрацій;

- встановлення балансувальних вантажів на колесах для забезпечення рівномірного розподілу маси.

4. Конструкційні рішення:

- оптимізація жорсткості кузова та шасі для зменшення резонансних вібрацій;
- використання матеріалів з високими демпфуючими властивостями в конструкції кузова та внутрішньої обробки.

5. Система активного гасіння вібрацій:

- використання систем активного контролю вібрацій, які можуть виявляти і нейтралізувати вібрації в реальному часі за допомогою зворотних фазових сигналів.

Технічні рішення з пожежної безпеки.

Пожежа найчастіше трапляється через несправність автомобіля (замкнення електромережі, витік і займання бензину (мастила), в результаті аварії або і через необережне поводження з вогнем водія або пасажирів. Легковий автомобіль може повністю згоріти усього за 3-4 хвилини.

Якщо сталася пожежа в автомобілі вживайте наступні заходи:

- не панікуйте;
- зупиніть автомобіль і вимкніть двигун;
- за можливості відімкніть акумуляторну батарею;
- поставте машину на гальмо і блокуйте колеса (нестійке положення може посилити інцидент); слід відразу висадити всіх пасажирів, забрати документи та інші цінні речі;
- не перебувайте в автомобілі що спалахнув більше 90 с;
- викличте рятувальників за телефоном «101».

ВИСНОВКИ

Основною метою бакалаврської роботи є дослідження впливу показників автомобілів КрАЗ-65101 з дизелем ЯМЗ-238М2 на собівартість вантажних перевезень автомобілями транспортно-експедиторської компанії «Автотрейд»

В роботі проведено аналіз особливостей компонування дизельних двигунів транспортних засобів. Детально розглянуто питання оцінки впливу різних факторів на токсичність двигунів та обґрунтування основних напрямів зниження токсичності та димності відпрацьованих газів. Крім того наведені результати аналізу фаз процесу згорання в двигунах з самозайманням та огляд факторів, які їх визначають.

Обґрунтовано вибір відносини ходу поршня до діаметру циліндра і радіуса кривошипа до довжини шатуна.

В другому розділі здійснено уточнення математичної моделі теплового і динамічного розрахунків дизельного двигуна. Наведена методика розрахунку деталей двигуна на міцність.

Проведено розрахункове дослідження впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизелів ЯМЗ-238М2 послідовної зміни діаметра та ходу поршня.

В результаті розрахункового дослідження встановлено що:

- зменшення діаметру поршня з 160 до 140 мм призводить до збільшення потужності двигуна на 22,9%, подальше зменшення діаметру поршня до 80 мм зменшує номінальну потужність двигуна до 68,6 кВт майже в 2,5 рази;
- зменшенні діаметру поршня з 160 до 120 мм призводить до значного зменшення значення питомої ефективної витрати палива з 328 до 235 г/(кВт*год) (на 39,6 %), подальше зменшення діаметру поршня не впливає на питому ефективну витрату палива;
- зменшення діаметру поршня з 160 до 100 мм призводить до збільшення значення коефіцієнту корисної дії з 0,257 до 0,362 (на 40,9%), подальше зменшення діаметру поршня практично не впливає на значення коефіцієнту корисної дії;

- емісія твердих часток інтенсивне зменшується з 0,871 до 0,171 г/(кВт*год) (майже в 5 разів) при зменшенні діаметра поршня з 160 до 120 мм, подальше зменшення діаметру поршня практично не впливає на емісію твердих часток;

- емісія окислів азоту NOx збільшується з 6,31 до 7,54 г/(кВт*год) (на 19,5%), подальше зменшення діаметру поршня призводить до зменшення емісії окислів азоту NOx у відпрацьованих газах до 6,89 г/(кВт*год) (на 9,4%);

- зміна ходу поршня з 80 до 140 мм при незмінному діаметрі призводить до збільшення номінальної потужності з 110 до 163 кВт (на 47,3%), подальше збільшення ходу поршня до 160 мм практично не впливає на значення номінальної потужності двигуна;

- збільшенні ходу поршня з 80 до 120 мм значення питомої ефективної витрати палива практично не змінюється, подальше збільшення ходу поршня призводить до збільшення питомої ефективної витрати палива з 223 до 278 г/(кВт*год) (на 24,7%);

- збільшення ходу поршня з 80 до 160 мм призводить до зменшення значення коефіцієнту корисної дії з 0,379 до 0,304 (на 24,7%);

- емісія твердих часток (рис. 3.12) постійна при збільшенні ходу поршня з 80 до 100 мм, подальше збільшення ходу поршня приводить до інтенсивного зменшення емісії твердих часток з 0,145 до 0,296 г/(кВт*год) (майже в 2 рази), емісія окислів азоту NOx інтенсивне збільшується з 6,46 до 8,11 г/(кВт*год) (на 25,5%) при збільшенні ходу поршня з 80 до 160 мм;

- комплекс сумарної емісії окислів азоту NOx та твердих часток С при збільшенні ходу поршня з 80 до 100 мм практично не впливає на зміну значення вибросів з відпрацьованими газами, яке складає 1,4 г/(кВт*год), подальше збільшення ходу поршня призводить до збільшення кількості вибросів з 1,4 до 2,14 г/(кВт*год) (збільшення складає майже 1,5 рази).

Необхідно відмітити, що максимальні значення технічних характеристик припадає на значення ходу поршня, яке знаходиться в діапазоні 100...160 мм, але при цьому значення питомої витрати палива набуває максимальної величини,

коефіцієнт корисної дії набуває мінімального значення та має місце погіршення екологічних показників дизельного двигуна ЯМЗ-238М2.

Таким чином, можливо зробити наступні висновки стосовно впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизеля ЯМЗ-238М2 зміни діаметра поршня та його ходу.

Зміна діаметра поршня в діапазоні 100...140 мм при незмінному значенні його ходу дозволяє отримати максимальні значення технічних характеристик двигуна при мінімальних значеннях витрати палива та вибросів твердих часток з відпрацьованими газами двигуна.

З іншого боку, збільшення ходу поршня при незмінному значенні його діаметра дозволяє отримати максимальні значення технічних характеристик при максимальній витраті палива та максимальних значеннях викидів токсичних речовин з відпрацьованими газами, тому необхідно достатися компромісу між потрібними значеннями технічних характеристик дизеля ЯМЗ-238М2 та припустимими значеннями економічних та екологічних характеристик.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Захарчук В.І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / В.І. Захарчук. - Луцьк: ЛНТУ, 2011 – 233 с.
2. Транспортні енергетичні установки (традиційні, нетрадиційні та альтернативні), принцип роботи та особливості будови. / Ю.Ф. Гутаревич, Л.П.Мержиєвська, О.В. Сирота, Д.М. Тріфонов. – К.: НТУ, 2015. – 224 с.
3. Уприскувальні системи живлення бензинових двигунів сучасних автомобілів: навчальний посібник / Я.Ю. Білоконь, М.А. Вайнтрауб. – К.: ІПТО НАПН України, 2015. – 248 с.
4. Шапко В.Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння: навчальний посібник. / В.Ф. Шапко. – Харків: Точка, 2014. – 148 с.
5. Яцковський В.І. Сучасні методи розрахунків ДВЗ / В.І. Яцковський, І.В. Гунько, О.В. Гуцаленко. – Вінниця: РВВ ВНАУ, 2016. – 132 с.
6. Крайник Л.В. Автоматизований вимірювальний комплекс для досліджень паливно – швидкісних характеристик АТЗ на різних типах доріг. / Л.В.Крайник, Ю.І.Бударецький, Я.Ф.Митник, М.Г.Грубель. // Вестник ХНАДУ. Вип. 38, 2014 – С.318 – 320.
7. Крайник Л.В. Диференційоване нормування витрат палива вантажних автомобілів. / Л.В.Крайник, М.Г.Грубель. // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту, № 3. - Донецьк. - 2007. – С. 19 – 24.
8. Природне і штучне освітлення. Норми проектування ДБН В.2.5-28:2018 – К.: - 2018. – 24 с.
9. Абрамчук Ф.І. Автомобільні двигуни: Підруч. для студентів спец. "Автомобілі та автомобільне господарство" вищ. навч. закладів / Ф.І. Абрамчук, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є. Долганов, І.І. Тимченко. - К.: Арістей, 2004. - 438 с.
10. Методичні вказівки для виконання практичних робіт та самостійної роботи студентів з дисципліни «Автомобільні двигуни» для студентів усіх форм навчання

спеціальності 274 – Автомобільний транспорт / Укладачі: А.П. Поляков, А.В.Дмитрієва. – Вінниця : ВНТУ, 2022. – 37 с.

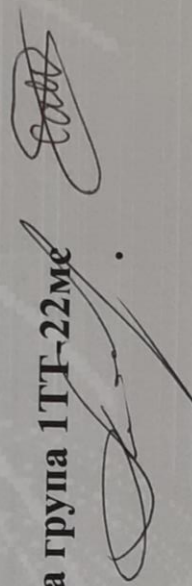
11. Методичні вказівки для виконання курсової роботи з дисципліни «Автомобільні двигуни» для студентів усіх форм навчання спеціальності 274 – Автомобільний транспорт / Укладачі: А.П. Поляков, Л.В.Мороз, В.В.Варчук. – Вінниця : ВНТУ, 2023. – 80 с.

ДОДАТКИ

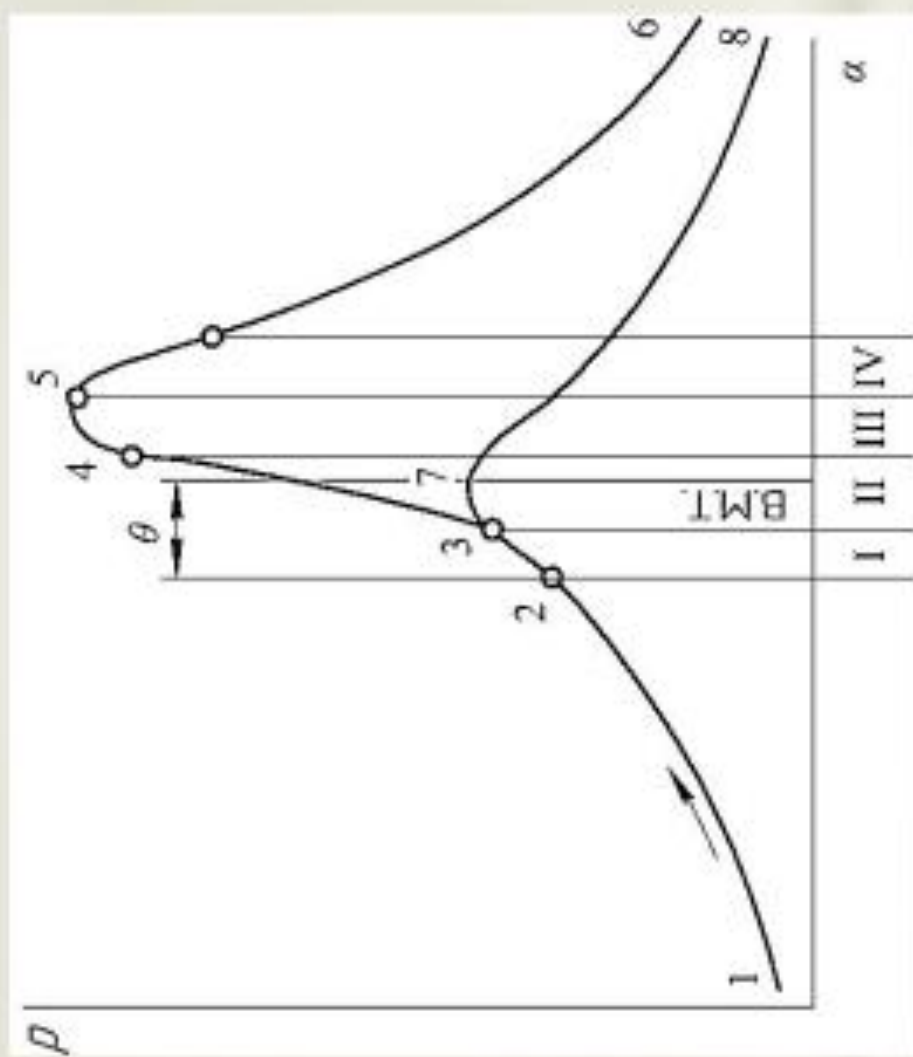
**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ
Вінницький національний технічний університет
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту**

**Бакалаврська дипломна робота на тему: Зменшення
собівартості вантажних перевезень автомобілями
транспортно-експедиторської компанії «Автотрейд»**

**Роботу виконав : Санаров С.А. навчальна група 1ТГ-22мс
Керівник : д.т.н., професор Поляков А.П.**



Вінниця 2024



Розгорнута діаграма процесу згоряння в дизелі

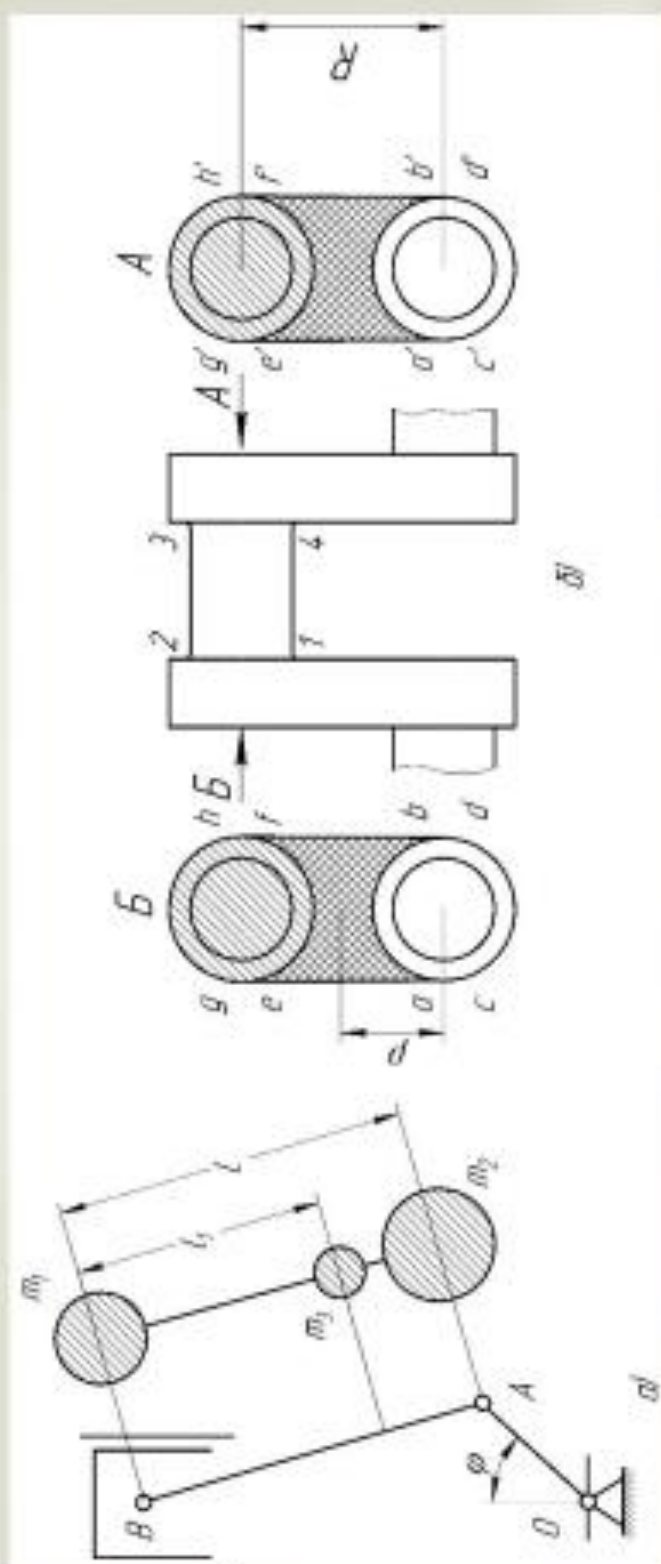
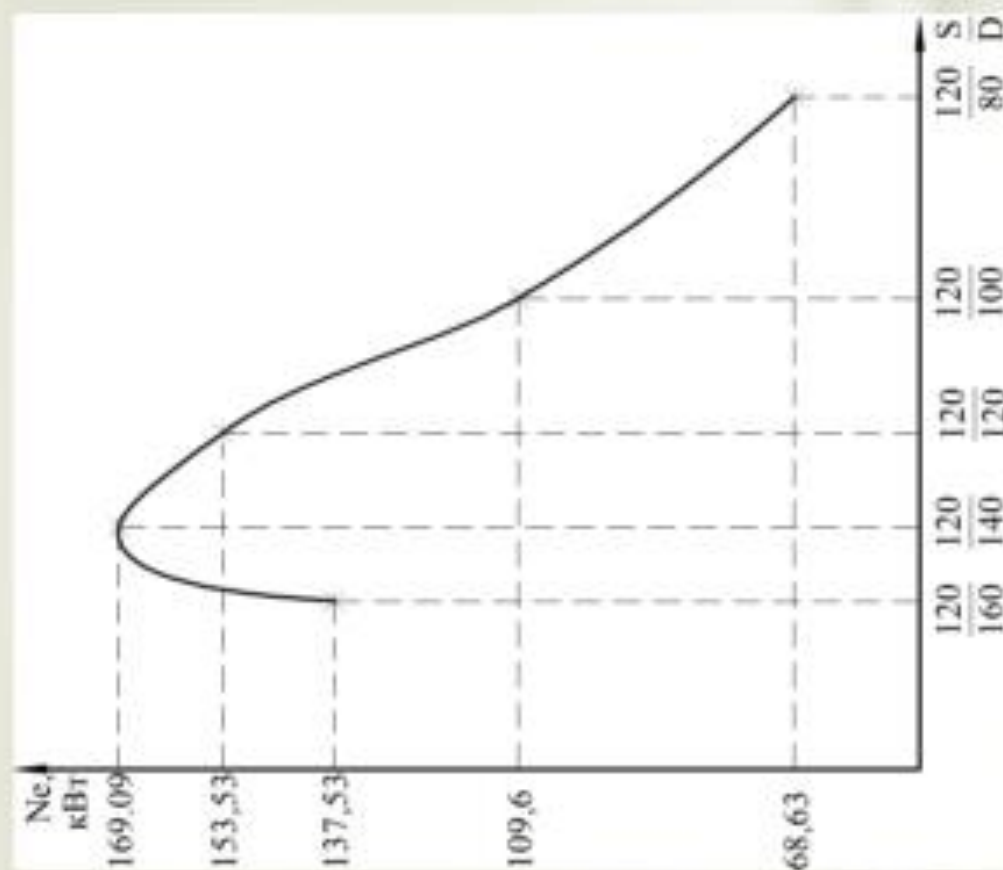


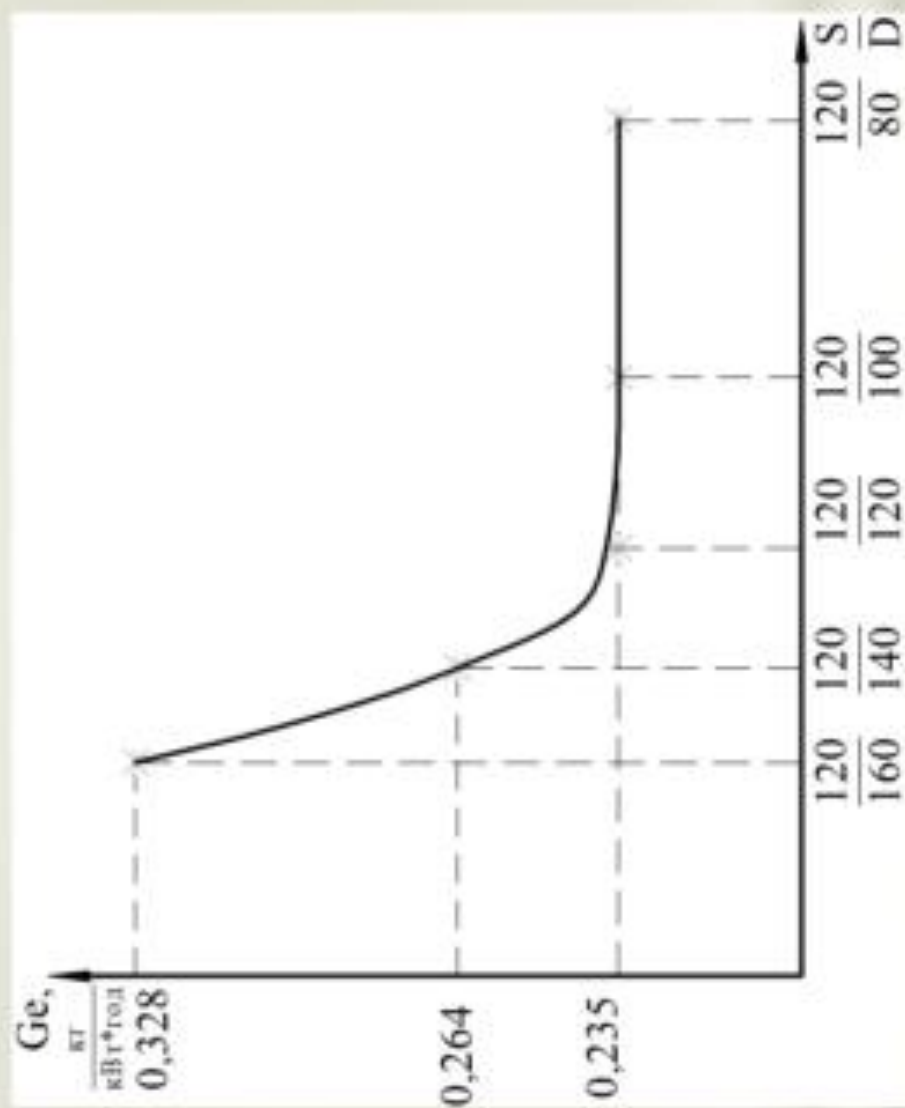
Схема приведення мас шатуна та кривошипа двигуна внутрішнього згорання

Результати розрахункового дослідження визначення впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизелів ЯМЗ-238М2 зміни діаметра та ходу поршня

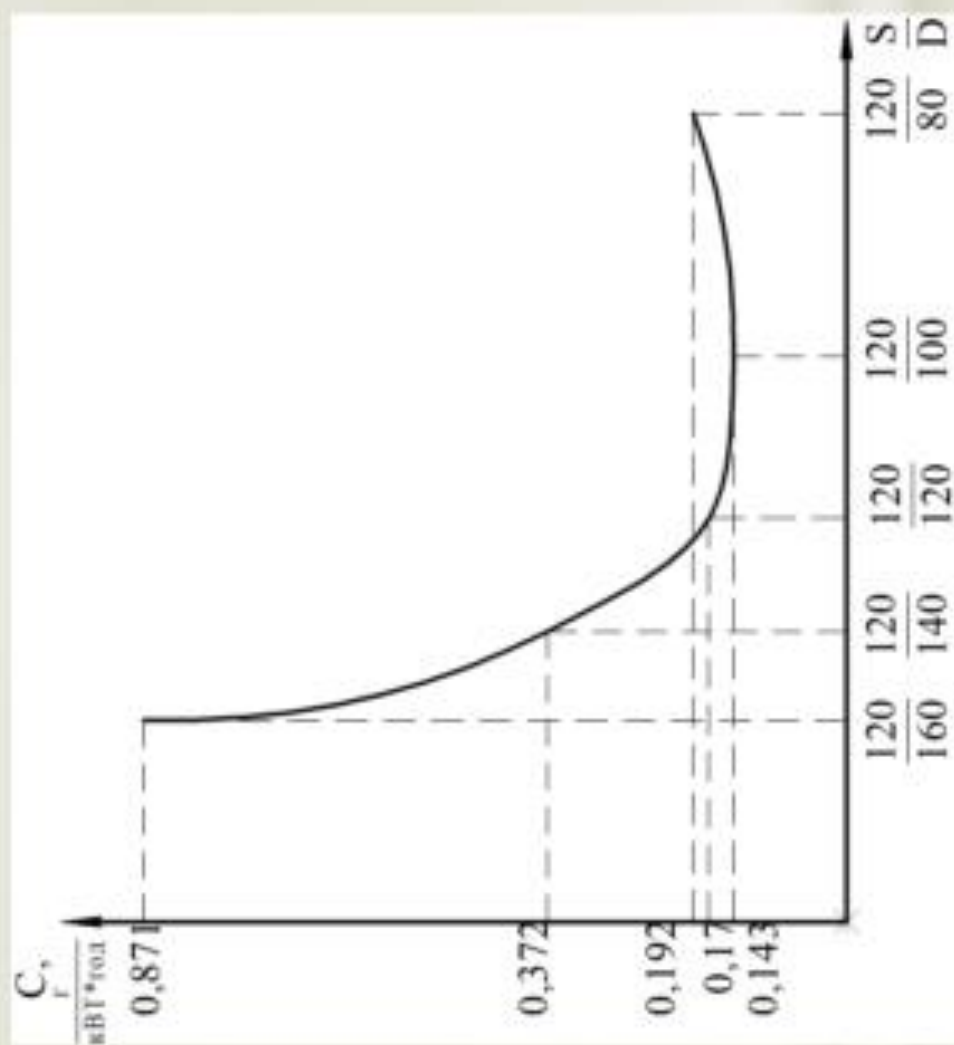
Значення діаметра поршня D та його ходу S, мм	Потужність Ne, кВт	Максимальний обер-тальний момент Me, Н*м	Питома ефективна витрата палива g _e , кг/(кВт*год)	Ефективний коефіцієнт корисної дії η_k	Емісія твердих часток С, г/(кВт*год)	Емісія окислів азоту NOx, г/(кВт*год)	Комплексна сумарна емісія окислів азоту NOx та твердих часток С, г/(кВт*год)
d = 80, S = 120	68,63	252,08	0,23550	0,35968	0,19275	6,8929	1,6272
d = 100, S = 120	109,60	402,57	0,23337	0,36297	0,14329	7,1856	1,5041
d = 120, S = 120	153,53	563,91	0,23978	0,35327	0,17086	7,5453	1,6474
d = 140, S = 120	169,09	621,09	0,26497	0,31968	0,37289	7,1843	2,2693
d = 160, S = 120	137,53	505,18	0,32887	0,25757	0,87199	6,3181	3,8092
d = 120, S = 80	110,70	406,60	0,22346	0,37906	0,14529	6,4631	1,4076
d = 120, S = 100	134,47	493,91	0,22989	0,36846	0,14824	6,8854	1,4777
d = 120, S = 120	153,53	563,91	0,23978	0,35327	0,17086	7,5453	1,6474
d = 120, S = 140	162,88	598,27	0,25463	0,33266	0,21397	7,7139	1,8152
d = 120, S = 160	159,60	586,20	0,27805	0,30465	0,29622	8,1192	2,1473



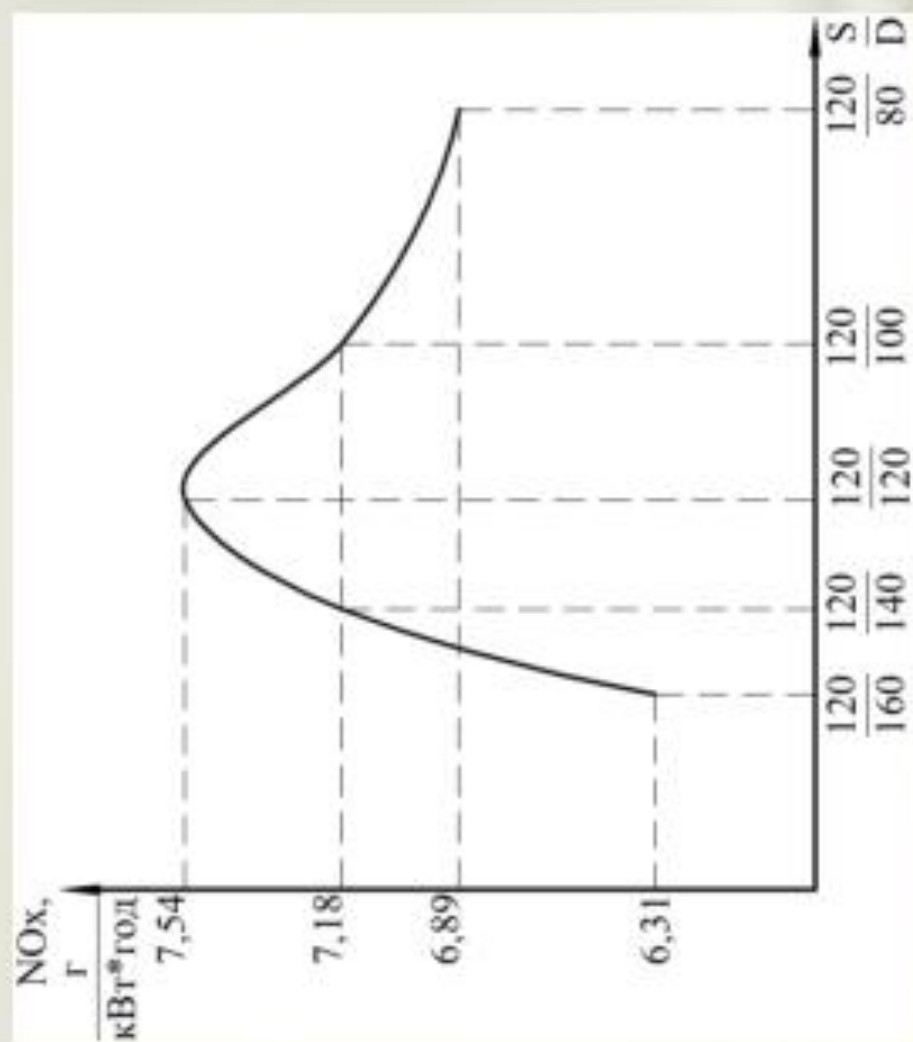
Залежність ефективної потужності N_e дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення діаметра поршня D до його ходу S



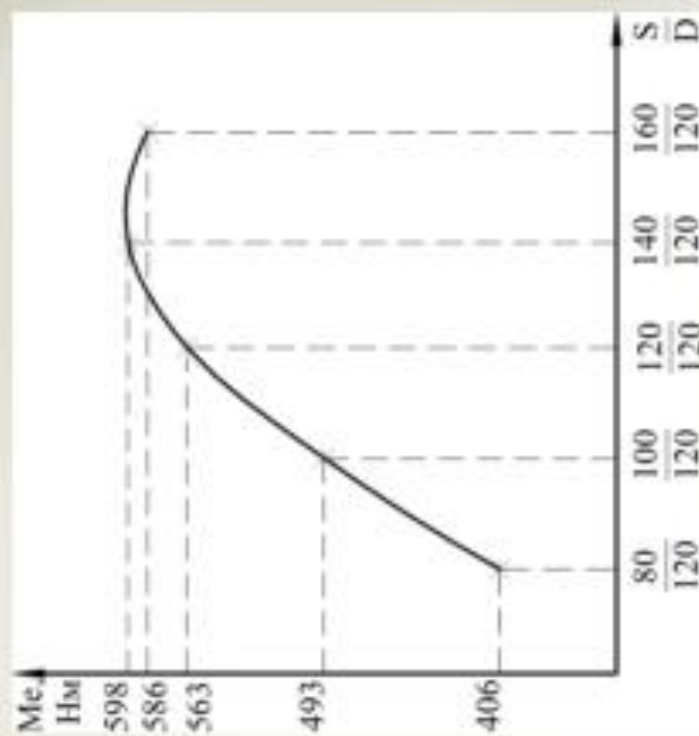
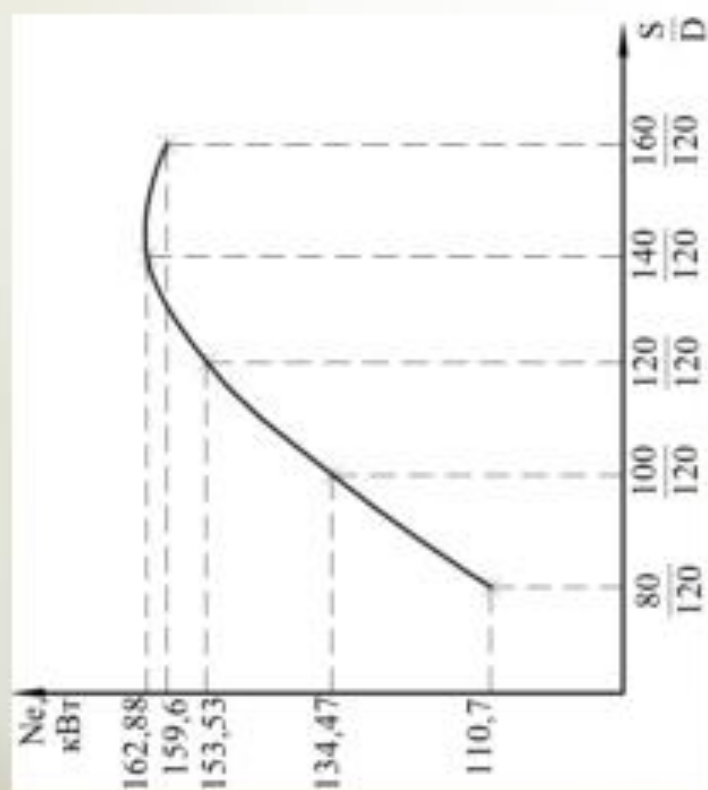
Залежність питомої ефективної витрати палива дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення діаметра поршня D до його ходу S



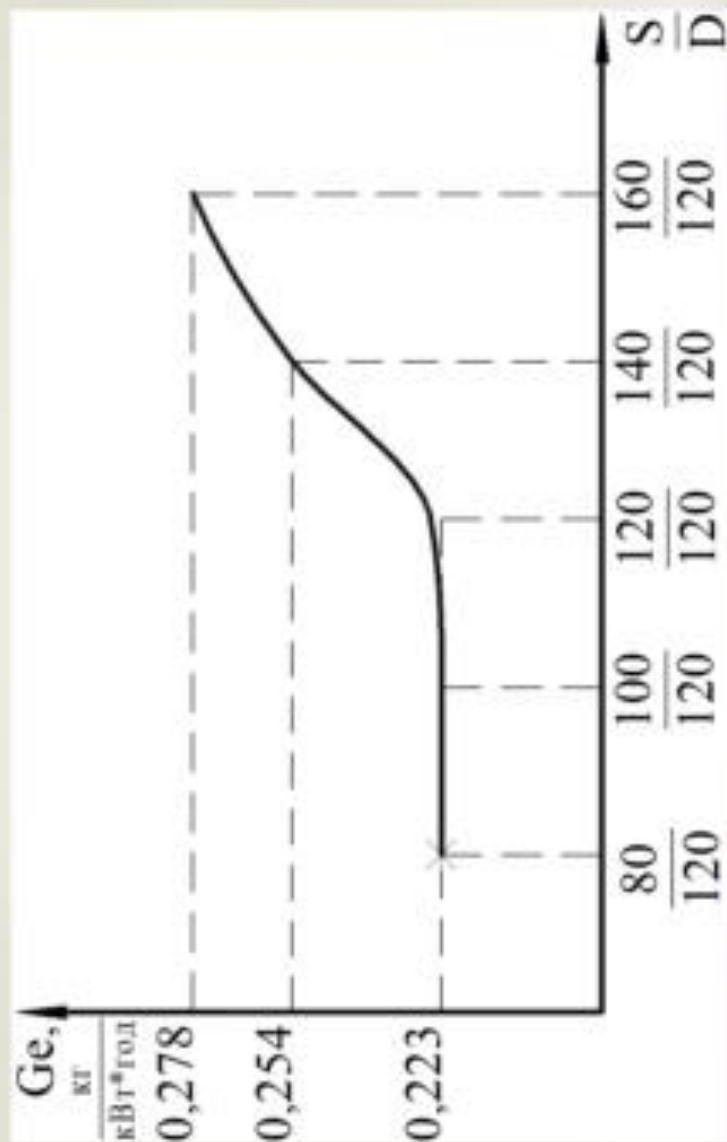
Залежність емісії твердих часток C_r у відпрацьованих газах
дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення
діаметра поршня D до його ходу S



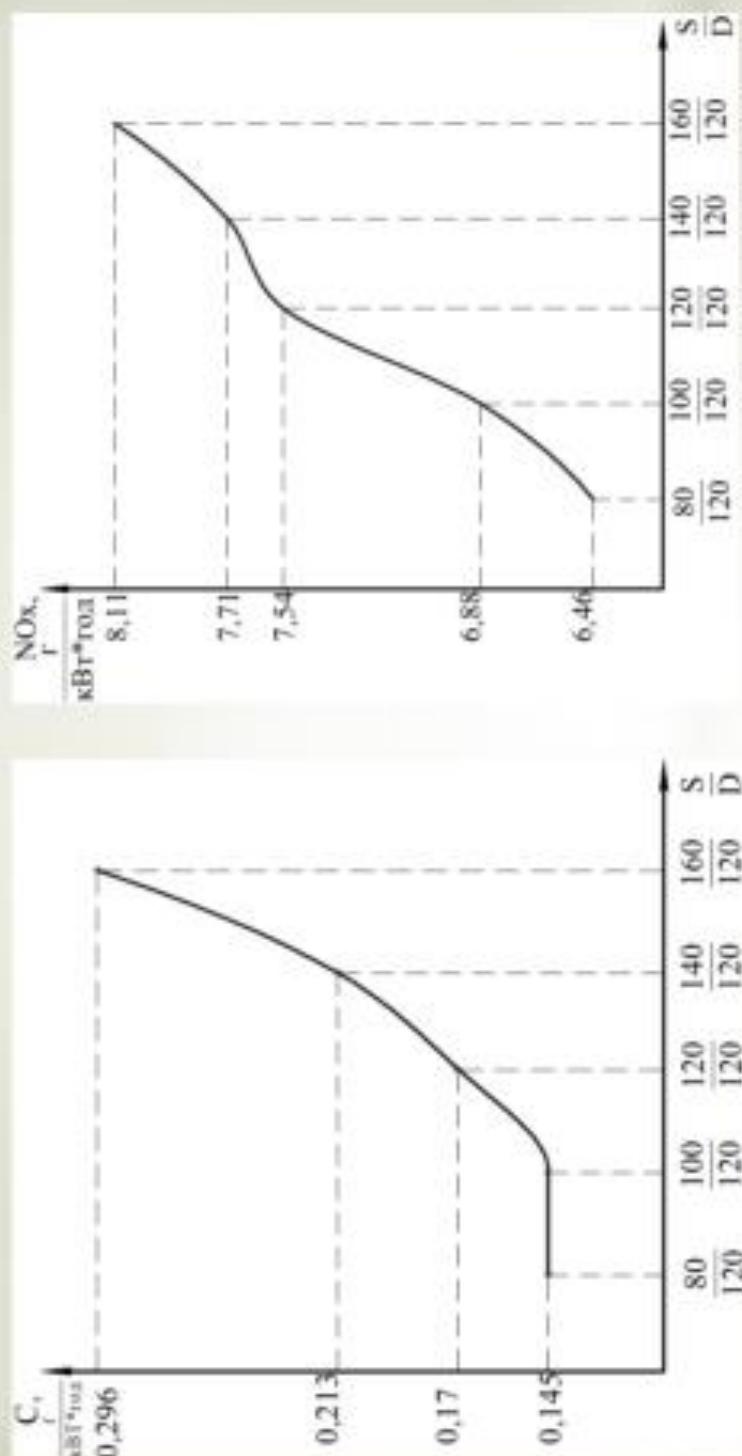
Залежність емісії окислів азоту NOx у відпрацьованих газах дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення діаметра поршня D до його ходу S



Залежність ефективної потужності N_e та ефективного обертального моменту M_e дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення ходу поршня S до його діаметра D



Залежність питомої ефективної витрати палива дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення ходу поршня S до його діаметра D



Залежність емісії твердих часток C та емісії окислов азоту NO_x у відпрацьованих газах дизеля ЯМЗ-238М2 від зміни значення відношення ходу поршня S до його діаметра D

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Зменшення собівартості вантажних перевезень автомобілями транспортно-експедиторської компанії «Автотрейд»

Тип роботи: Бакалаврська дипломна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Unichesk

Оригінальність 77,1 % Схожість 22,9 %

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

☒ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.

☐ 2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.

☐ 3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

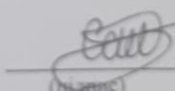
Особа, відповідальна за перевірку


(підпис)

Цимбал О.В.
(прізвище, ініціали)

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

Автор роботи


(підпис)

Санаров С.А.
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Поляков А.П.
(прізвище, ініціали)