

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згорання,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
завідувач кафедри
Гогоренко О. А.


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

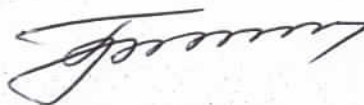
Розрахунок автомобільного двигуна типу 4ЧН 11/12,5

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згорання

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти



А. В. Іщенко

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь Бакалавр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Іщенко Андрій Вадимович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок автомобільного двигуна типу 4ЧН 11/12,5

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Тимошевський Б.Г.

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Прототип – автомобільний ДВЗ типу 4ЧН 11/12,5;
потужність – 100 кВт; частота обертання – 2400 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис конструкції автомобільного двигуна типу 4ЧН 11/12,5.

2. Розрахунок робочого циклу та динаміки автомобільного двигуна типу 4ЧН 11/12,5.

3. Розрахунок та проектування колінчастого валу автомобільного двигуна типу 4ЧН 11/12,5.

4. Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці при експлуатації ДВЗ.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Поперечний розріз дизеля 4ЧН 11/12,5.

2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.

3. Колінчастий вал двигуна 4ЧН 11/12,5.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Тимошевський Б.Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
2	Тимошевський Б.Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
3	Тимошевський Б.Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
4	Тимошевський Б.Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Виконання розділу № 1		
2.	Виконання розділу № 2		
3.	Виконання розділу № 3		
4.	Виконання розділу № 4		

Здобувач освіти

_____ /А. В. Іщенко /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ /Б. Г. Тимошевський /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У роботі: «*Розрахунок автомобільного двигуна типу 4ЧН 11/12,5*» виконано комплекс розрахунків автомобільного дизеля, а також проектування колінчастого валу.

Представлено загальну конструкцію автомобільного дизеля типу 4ЧН 11/12,5 та складових частин, проведено моделювання робочого циклу, а також кінематичні та динамічні розрахунки, за результатами, яких одержано ряд залежностей.

Подано аналіз матеріалів для виробництва, а також умов роботи і навантаження колінвалів двигунів різних типів та розмірів. Здійснено розрахунок на міцність колінвалу автомобільного високообертового дизеля типу 4ЧН 11/12,5.

Розроблено перелік основних заходів з техніки безпеки при виконанні ремонтування та технічного обслуговування автотранспортних засобів з поршневими двигунами внутрішнього згоряння, а також розраховано рівень вібрації та шуму.

Кваліфікаційна бакалаврська робота виконана державною мовою та складається з шістдесяти п'яти аркушів пояснювальної записки та трьох креслень графічної частини, поданих в додатках до кваліфікаційної роботи.

Ключові слова: дизельний автомобільний двигун; колінчастий вал; умови навантаження; розрахунок на міцність; матеріали для виробництва валів.

					КРБ.142.4227зст.25.05.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

ABSTRACTS

In the paper «Calculation of the automobile engine type 4CHN 11/12,5» a complex of calculations of the automobile diesel engine and design of the crankshaft is performed.

The general design of the 4CHN 11/12.5 automotive diesel engine and its components is presented, the modelling of the working cycle, as well as kinematic and dynamic calculations are carried out, and a number of dependencies are obtained.

An analysis of materials for production, as well as operating conditions and loading of engine crankshafts of various types and sizes is presented. The strength calculation of the crankshaft of a high-speed automotive diesel engine type 4CHN 11/12.5 is carried out.

A list of basic safety measures for the repair and maintenance of motor vehicles with piston internal combustion engines was developed, and the level of vibration and noise was calculated.

The bachelor's thesis is written in the state language and consists of sixty-five sheets of explanatory notes and three drawings of the graphic part, presented in the appendices to the qualification work.

Key words: diesel car engine; crankshaft; loading conditions; strength calculation; materials for shaft production.

					<i>КРБ.142.4227зсм.25.05.00.ПЗ</i>	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ТИПУ 4ЧН 11/12,5	
1.1. Загальна будова двигуна типу 4ЧН 11/12,5.....	9
1.2. Висновок до розділу.....	19
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ТИПУ 4ЧН 11/12,5	
2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми ав- томобільного двигуна типу 4ЧН 11/12,5.....	20
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки двигуна типу 4ЧН 11/12,5.....	31
2.3. Висновок до розділу.....	41
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ТИПУ 4ЧН 11/12,5	
3.1. Основні положення розрахунку на міцність	42
3.2. Аналіз матеріалів, які застосовуються для виготовлення колінчастих валів високообертових ДВЗ.....	43
3.3. Розрахунок колінчастого валу автомобільного високообертового двигуна типу 4ЧН 11/12,5.....	49
3.4. Висновок до розділу.....	57
Розділ 4. АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВЗ	
4.1. Аналіз заходів з техніки безпеки під час ремонту і технічного обслу- говування автотранспортних засобів з ДВЗ.....	58
4.2. Розрахунки рівня шуму автомобільного двигуна 4ЧН 11/12,5.....	62
4.3. Висновок до розділу.....	63
ВИСНОВКИ.....	64
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	65

					КРБ.142.4227зст.25.05.00.ПЗ	Лист
						6
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Додаток А. Поперечний розріз дизеля 4ЧН 11/12,5

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки

Додаток В. Колінчастий вал двигуна 6ЧН 12,3/15,6

					<i>КРБ.142.4227зст.25.05.00.ПЗ</i>	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Аналізуючи сучасний стан техніки, можна стверджувати, що в найближчому майбутньому основою автотранспортної енергетики залишаться поршневі двигуни внутрішнього згоряння. Протягом майже століття свого розвитку вони досягли значної досконалості. Економічність пального, екологічний вплив та ефективність роботи ДВЗ значною мірою залежать від їхніх характеристик, таких як потужність і крутний момент, під час експлуатації в автомобілі.

Двигунобудування відрізняється високою науковістю продукції, масовим виробництвом і споживанням, наявністю численних постачальників комплектуючих і матеріалів, а також розвиненою сервісною мережею.

Для вирішення зазначених проблем необхідно застосовувати системний підхід, що передбачає використання сучасних досягнень у науці про двигуни внутрішнього згоряння, технологіях виробництва, а також успіхів у теорії та практиці інформаційних і комунікаційних технологій. Тому важливим є рівень професійної підготовки учасників життєвого циклу двигунів, а також постійне підвищення цього рівня.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.05.00.ПЗ</i>	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА

ТИПУ 4ЧН 11/12,5

1.1. Загальна будова двигуна типу 4ЧН 11/12,5

Автомобільний дизель 4ЧН 11/12,5 (маркування заводом-виробником – Д-245) представлено на рис. 1.1. Двигуни цієї серії (включно з іншими модифікаціями) є 4-х тактними поршневими двигунами внутрішнього згоряння, з рядним вертикальним розташуванням чотирьох циліндрів, з samozapalenniam від стиску та газотурбінним надуваом.

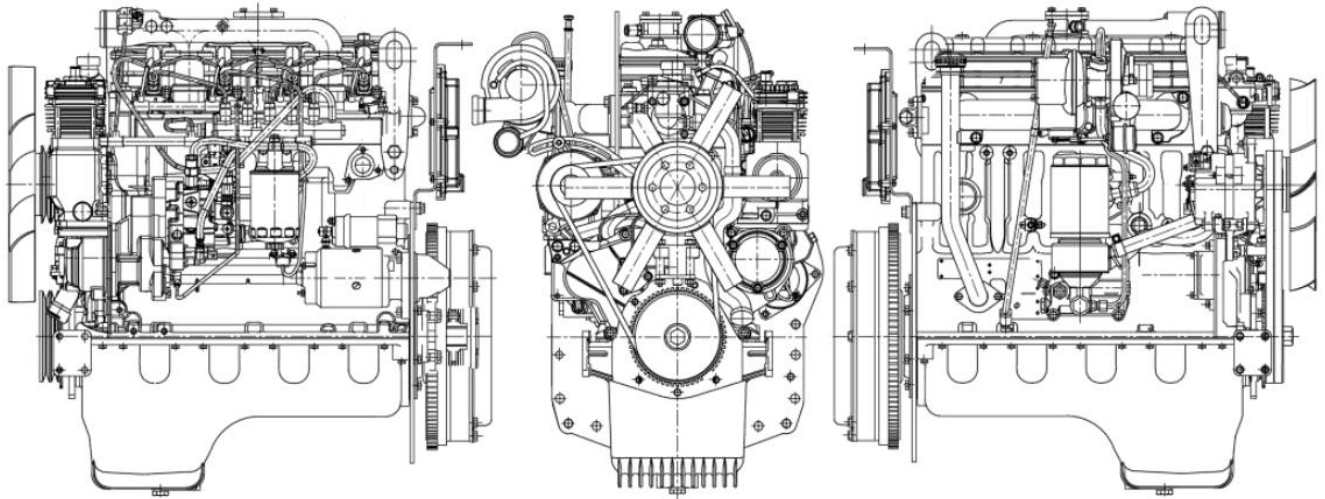


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд автомобільного дизеля 4ЧН 11/12,5

Двигунами типу 4ЧН 11/12,5 можуть комплектуватися вантажні автомобілі, самоскиди, автобуси, які мають колісну формулу – 4 x 2 чи 4 x 4 зі своєю повною масою до 12 тон. Також таким типом дизелів комплектують трактори з тягою у 14...20 кН, сільськогосподарську техніку, а також лісозаготівельні та промислові машини і агрегати різного функціонального призначення. Райони використання дизелів цього типу є місця з необмеженим повітрообміном та температурою навколишнього середовища від + 40 °С до – 45 °С.

Базові показники роботи та параметри, що характеризують дизеля типу 4ЧН 11/12,5 подано у таблиці 1.1.

					КРБ.142.4227зст.25.05.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

Таблиця 1.1 – Параметри та габаритні розміри дизеля типу 4ЧН 11/12,5

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Число циліндрів / розташування	—	4L
2	Тип системи газообміну	—	TW
3	Напрямок обертання колінчастого вала	—	Праве
4	Екологічний клас дизеля	—	Євро 2
5	Робочій об'єм	л	4,75
6	Діаметр циліндра / хід поршня	мм	110 /125
7	Порядок роботи	—	1-3-4-2
8	Ступінь стиснення	—	17
9	Номінальна ефективна потужність	кВт (л.с.)	100 (122)
10	Частота обертання, що відповідає номінальній потужності дизеля	хв ⁻¹	2400
11	Максимальний крутний момент, брутто	Н·м	420
12	Частота обертання при максимальному крутному моменті	хв ⁻¹	1400
13	Питома витрата масла на чад, не більше	г/(кВт·год)	0,3
14	Питома ефективна витрата пального	г/(кВт·год)	230
15	Допустимий поздовжній і поперечний нахил працюючого дизеля, не більше	град	20
16	Маса двигуна	кг	460
17	Габарити: — довжина — ширина — висота	мм	930 804 910

Основними складальними остову та кривошипно-шатунного механізму (КШМ) двигуна типу 4ЧН 11/12,5 є блок-картер циліндрів, кришка блоку циліндрів, поршнева група деталей (поршень, палець, кільця), шатуна група (шатун, кришка нижньої головки, вкладиші головок, елементи кріплення), колінчастий вал та маховик з зубчастим вінцем. Для забезпечення збільшення потужності двигуна у межах робочого об'єму на ньому застосовано газотурбінний надув із проміжним охолодженням стиснутого повітря.

Кришка циліндрів двигуна типу 4ЧН 11/12,5 виготовлена у вигляді чавунної відливки з порожнинами для проходження потоків повітря та відпрацьованих газів, а також порожнинами для охолоджуючої рідини. Повітряні та газові канали закриваються відповідними клапанами. Кришка циліндрів двигуна типу 4ЧН 11/12,5 має вставні сідла клапанів. Сідла клапанів двигуна виготовлено з зносостійкого й жароміцного спеціального сплаву.

На кришці циліндрів зверху на обробленій частині розміщуються стійки, вісь коромисел із самими коромислами, ковпак-кришка яка закриває газорозподільний механізм (ГРМ), випускний колектор і впускний ресивер.

З боку двигуна на якому розташовано й паливний насос високого тиску (ПНВТ) в кришці розміщуються чотири паливні форсунки, а з боку генератора до кришки циліндрів приєднується випускний колектор. Для ефективного ущільнення стику між кришкою та блок-картером дизеля розміщено прокладку. Прокладка спеціально армована перфорованим сталевим листом, який покрито полотном з азбесту (можуть бути варіанти і без азбестового виконання). Отвори для встановлення гільз робочих циліндрів та масляні канали окантовано спеціальними сталевими обичайками. Під час збирання дизеля 4ЧН 11/12,5 на заводі-виробнику отвори робочих циліндрів, різні прокладки додатково також окантовують фторопластовими кільцями з розрізом.

Блок-картер циліндрів дизеля 4ЧН 11/12,5 є основною деталлю остова і представляє з себе досить жорсткий чавунний відливочок. У вертикальних розточках блок-картеру розміщують чотири знімні мокрі гільзи, також виготовлені відцентровим литтям зі спеціального протизносного чавуну.

Гільза робочого циліндру монтується у блок-картер за допомогою двох центрувальних поясків (верхній та нижній). У верхній частині втулка робочого циліндра кріпиться за допомогою бурта, у нижній частині вона ущільнюється за допомогою двох гумових кілець, розміщених в канавках блоку робочих циліндрів.

Між стінками блок-картера та втулками робочих циліндрів циркулює охолоджуюча рідина. Стінки торців та поперечні перегородки блок-картеру мають приливи, призначенням яких є утворення корінних опор колінчастого валу. Опори закриваються кришками. Припливи разом із встановленими на них кришками формують постелі для розміщення корінних підшипників. Постелі під встановлення вкладишів корінних підшипників розточуються з однієї установки в зібраному стані. Міняти кришки між собою при ремонті двигуна не допускається.

					<i>КРБ.142.4227 зм.25.05.01.ПЗ</i>	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Блок-картер дизеля 4ЧН 11/12,5 має поздовжній канал. Від цього каналу відходять поперечні канали подачі масла до корінних підшипників колінчастого вала, а також до підшипників розподільного вала ГРМ.

У блок-картері дизеля 4ЧН 11/12,5 у верхніх опорах колінчастого вала (друга та четверта) встановлено масляні форсунки охолодження поршнів. Масло до порожнин поршня потрапляє під дією тиску струменя з цих форсунок.

На зовнішніх поверхнях блок-картера дизеля 4ЧН 11/12,5 є спеціально оброблені поверхні для встановлення водяного насосу, фільтрів грубого та тонкого очищення пального, відцентрового масляного фільтра, а також розміщена горловина для заливання змащувального масла

До основних деталей КШМ дизеля 4ЧН 11/12,5 відносяться колінчастий вал з його елементами (шестерні приводів, маховик), поршні з пальцями та ущільнюючими кільцями, шатуни з кришками, корінні та шатунні підшипники, елементи кріплення (болти, гайки, шпильки).

Колінчастий вал дизеля 4ЧН 11/12,5 виготовлений із якісної сталі, має п'ять корінних (опорних) й чотири шатунні (мотилеві) шийки. У мотилевих шийках колінчастого валу є спеціальні порожнини для забезпечення додаткового відцентрового очищення змащувального масла. Порожнини шийок колінчастого валу закрито різьбовими заглушками.

Осьове зусилля колінчастого вала дизеля 4ЧН 11/12,5 сприймається за рахунок чотирьох півкільць, розміщених в розточках блок-картера та підвісній кришці п'ятого корінного підшипника двигуна. Для забезпечення зниження навантажень на підшипники колінчастого вала від сил інерції на щоках встановлюються противаги. Попереду й ззаду колінчастий вал дизеля 4ЧН 11/12,5 ущільнено манжетами.

На передній кінець валу дизеля 4ЧН 11/12,5 встановлено шестерню приводу механізму газорозподілу, шестерню приводу масляного насосу, шків для забезпечення приводу насоса охолоджуючої води, а також генератора. На задньому фланці розміщено маховик.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.05.01.ПЗ</i>	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Поршень дизеля 4ЧН 11/12,5 цільний виготовлений з покращеного алюмінієвого сплаву. Камера згоряння дизеля частково розміщена у днищі поршня (рис. 1.2). Поршень дизеля 4ЧН 11/12,5 має чотири канавки для встановлення кілець. У перші три – компресійні, у четверту – кільце маслоснімне. У верхню канавку трапецеїдальної форми залито спеціальну вставку з чавуну.

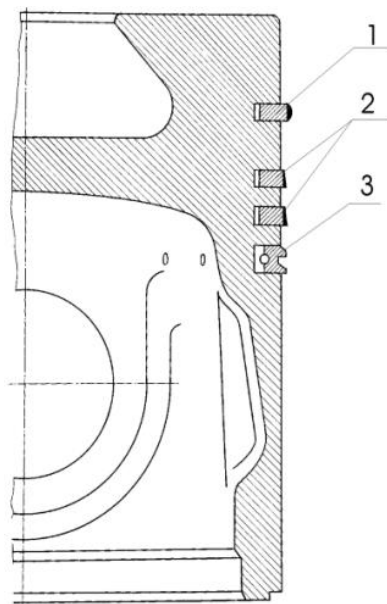


Рисунок 1.2 – Загальний вигляд поршня з поршковими кільцями ВОД 4ЧН 11/12,5:

1– верхнє ущільнююче кільце; 2 – ущільнююче конусне кільце;

3 – кільце маслоснімне

Поршневі кільця дизеля 4ЧН 11/12,5 виготовлені з якісного зносостійкого чавуну. Верхнє компресійне має хромоване покриття, в перерізі кільце прямокутне. Друге та третє ущільнюючі кільця – конусні. Маслоснімне кільце за конструкцією – коробчасте зі встановленим спіральним сталевим розширювачем (еспандером).

Поршковий палець за своєю конструкцією порожнистий, виготовлений із хромонікелевої сталі, термооброблений та відшліфований. Кріплення пальця плаваюче, тому осьове його переміщення в бобишках фіксується пружинними стопорними кільцями.

Шатун дизеля 4ЧН 11/12,5 виготовлено з легованої сталі, з перетином стрижня у вигляді двотавра. У верхню головку шатуна запресовано підшипник у вигляді втулки.

Нижня головка шатуна та кришка формують постіль для мотилевого підшипника. Розточування постілі під вкладиш виконують тільки в збібраному стані шатуна з кришкою. Виходячи з цього міняти між собою кришки не допускається. Усі вкладиші корінних та мотилевих підшипників мають біметалічні смуги.

Маховик дизеля 4ЧН 11/12,5 виготовлено з чавуну. Він кріпиться до фланця колінчастого валу за допомогою болтів. На зовнішній поверхні маховика напресовано сталевий зубчастий вінець для забезпечення пуску двигуна.

Механізм газорозподілу дизеля 4ЧН 11/12,5 складається з наступних елементів: розподільчого валу, клапанів (впускних і випускних), штанг, штовхачів, коромисел, тарілок із сухариками, гвинтів із гайками для регулювання зазорів, пружин, осі коромисел, стійок.

Розподільчий вал системи ГРМ приводиться в дію від колінчастого валу за допомогою шестерні. Підшипниками вала є три втулки, що запресовано в розточки блок-картера дизеля. Передня опорна втулка, яка розташована з боку вентилятора, виготовлена з алюмінієвого сплаву та додатково має упорний бурт. Цей бурт забезпечує фіксацію розподільчого вала від осьового переміщення. Інші втулки чавунні.

Штовхачі ГРМ виготовлені зі сталі. Додатково робоча поверхня тарілки штовхача має наплавлення вибіленим чавуном. Також робоча поверхня має сферичну поверхню з досить значним радіусом – 750 мм. Так, як кулачки розподільного вала ГРМ виконані з незначним конусом, штовхачі приводу в процесі своєї роботи виконують обертальний рух.

Штанги штовхачів ГРМ виготовлено з сталевого прутка, а сферичні частини, що вставляються у середину самого штовхача, а також чашка самої штанги – загартовані.

Коромисла клапанів ГРМ сталеві, виконують гойдальний рух на осі. Коромисла встановлено на чотирьох окремих стійках. Крайні стійки мають додаткову підвищену жорсткість. Вісь самого коромисел є порожнистою та оснащена вісіма радіальними отворами для забезпечення змащення. Осьове переміщення коромисел обмежене встановленими розпірними пружинами.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.05.01.ПЗ</i>	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Впускні та випускні клапани ГРМ дизеля 4ЧН 11/12,5 виготовлено з якісної жароміцної сталі. Клапани здійснюють свій рух в напрямних втулках. Втулки попередньо запресовано у кришку циліндрів. Кожен клапан ГРМ закривається під впливом встановлених двох пружин – зовнішньої та внутрішньої. Пружини діють на клапана через встановлену тарілку й сухарики.

Манжети ущільнення встановлюються на напрямні втулки клапанів. Вони запобігають потраплянню змащувального масла до робочих циліндрів та випускного колектору двигуна.

Система живлення ВОД 4ЧН 11/12,5 представлена на рис. 1.3. Вона містить паливний бак, паливний насос високого тиску (ПНВТ), паливні форсунки, паливопроводу низького й високого тисків, фільтри грубого (ФГО) й тонкого очищення (ФТО).

Дизель 4ЧН 11/12,5 укомплектовано ПНВТ типу – 4УТНІ-Т. Насос 4УТНІ-Т має привід від колінчастого вала двигуна, який забезпечується через розподільчі шестерні. Паливний насос 4УТНІ-Т має всережимний регулятор. У регуляторі насосу 4УТНІ-Т також встановлено коректор подачі пального. Для роботи двигуна на пускових обертах у регуляторі насосу 4УТНІ-Т також додатково встановлено автоматичний збагачувач подачі палива, а також пневмокоректор (обмежувач димлення). Насос підкачки розміщується на корпусі ПНВТ. Він має привід від ексцентрикового кулачкового вала.

Робочі деталі ПНВТ змащуються за допомогою проточного масла, що подається із загальної системи змащення дизеля 4ЧН 11/12,5. Злив змащувального масла з корпусу ПНВТ у піддон дизеля здійснюється крізь виконане спеціальне свердління у фланці.

Під час встановлення на двигун 4ЧН 11/12,5 нового (відремонтованого) ПНВТ обов'язково необхідно залити 200...250 см³ змащувального масла крізь спеціальний маслозаливний отвір, який знаходиться на кришці регулятора насосу.

Паливна форсунка слугує для впорскування циклової дози пального, забезпечує необхідний розпил, а також обмежує початок і кінець паливоподачі. На ди-

					КРБ.142.4227зсм.25.05.01.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

зелях використовують паливні форсунки з розпилювачем закритого типу (з 5-ма отворами).

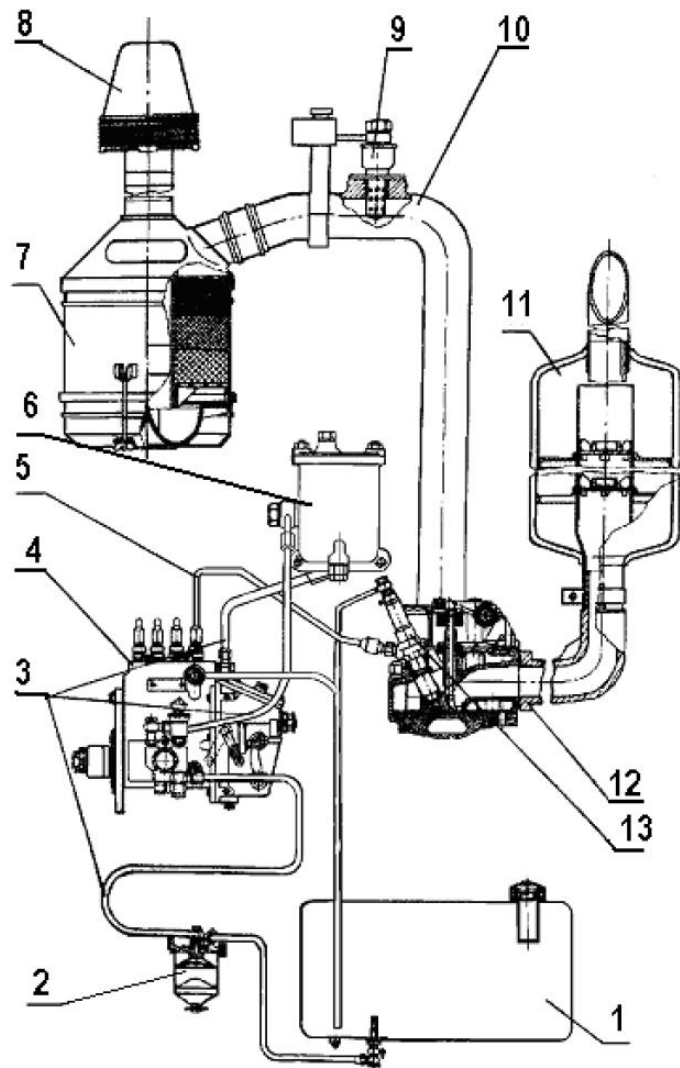


Рисунок 1.3 – Схема живлення ВОД 4ЧН 11/12,5:

1 – бак паливний; 2 – приймальний фільтр грубого очищення ФГО; 3 – трубки паливоподачі; 4 – паливний насос високого тиску 4УТНІ-Т; 5 – трубка високого тиску для подачі палива до форсунки; 6 – ФТО; 7 – фільтр очищення свіжого повітря; 8 – фільтр грубого очищення повітря; 9 – підігрівач електричний (факельний); 10 – впускний колектор; 11 – глушник шуму; 12 – випускний колектор; 13 – паливна форсунка

ФГО призначений для попереднього очищення пального від великих механічних домішок та можливої води. Він містить у собі корпус, відбивач із встанов-

ленню сіткою, розсіювач, стакан з заспокоювачем. Злив відфільтрованого відстою реалізується крізь отвір у нижній частині стакану, який закривається зливною пробкою.

ФТО слугує для кінцевого очищення пального. ФТО містить у собі змінний паперовий фільтруючий елемент. Дизельне паливо, проходячи крізь частини паперового елемента та тим самим очищається від дрібних механічних домішок. У нижній частині ФТО також є отвір із зливною пробкою для виділення відстою.

Повітроочисник на двигуні призначений для очищення свіжого повітря. Він має комбіновану конструкцію. Очисник складається з сухого відцентрового очищувача та масляного пиловловлювача з вологим капроновим фільтруючим елементом. У самому корпусі очисника повітря розміщується три фільтрувальні елементи виготовлені з капронової щетини та маючі різний діаметр.

На всіх дизелях типу 4ЧН 11/12,5 із запуском від електричного стартера у впускному колекторі розміщено електричний факельний підігрівач повітря. Він призначений для додаткового підігріву повітря, на всмоктуванні, з метою спрощення пуску двигуна за умов низької температури навколишнього повітря (у зимовий час).

На дизелях типу 4ЧН 11/12,5 встановлено турбокомпресор представлений на рис. 1.4. Встановлення агрегату наддуву дає змогу підвищити потужність двигуна та утилізувати надлишкову енергію відпрацьованих газів.

Охолодження дизеля типу 4ЧН 11/12,5 рідинне. У системі реалізовано примусове циркулювання охолоджувальної рідини, завдяки використанню відцентрового насоса. Температуру рідини в системі охолодження дизеля контролюють за встановленим дистанційним термометром, датчик якого розміщується к кришці циліндрів (у найбільш нагрітому місці). Суворо забороняється експлуатація дизеля типу 4ЧН 11/12,5 у разі спрацювання лампи перегріву охолоджувальної рідини системи охолодження. Температурний режим системи знаходиться в межах 85...95 °С. Для забезпечення пришвидшення прогріву дизеля типу 4ЧН 11/12,5 після його пуску, а також автоматичного підтримання температурного режиму служить термостат. Термостат має твердий наповнювач.

					КРБ.142.4227зст.25.05.01.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

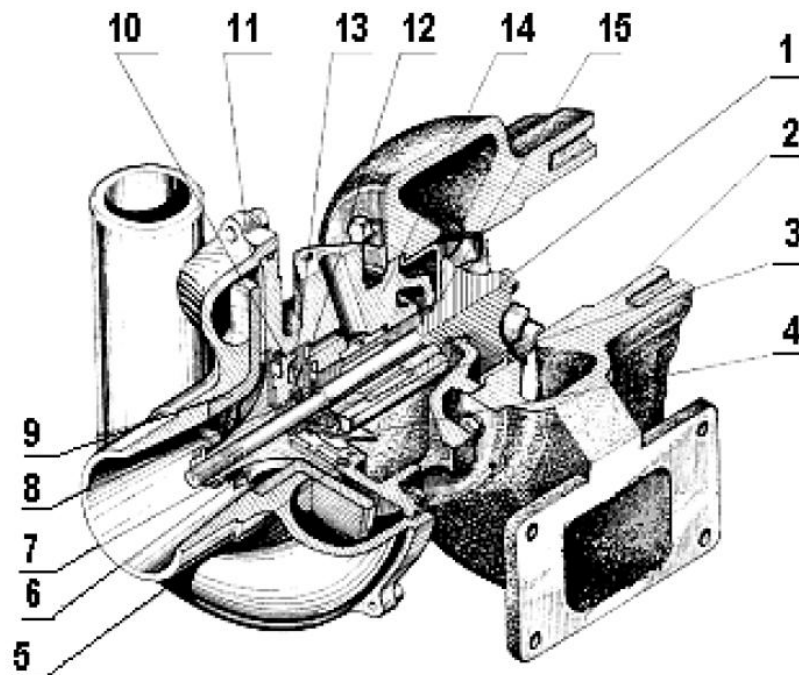


Рисунок 1.4 – Турбокомпресор дизеля типу 4ЧН 11/12,5:

1 – турбінне колесо; 2 – корпус самої турбіни; 3 – втулка; 4 – відбивач масляний; 5 – кільце-ексцентрик; 6 – компресорне колесо; 7 – гайка; 8, 15 – кільця ущільнення; 9 – дифузор; 10 – кришка; 11 – корпус самого компресора; 12 – підшипник упорний; 13 – втулка (розпірна); 14 – корпус підшипників ТК

Водяний насос системи охолодження двигуна, вентилятор охолодження радіатора та генератор електричного струму має привід від шківів колінчастого валу. Шків працює від клинового ремня. Змащування підшипників водяного насоса пластичною змазкою у періоду експлуатації двигуна не передбачено.

Система змащення дизеля типу 4ЧН 11/12,5 є комбінованою. Елементи КШМ, шестерні приводів ПНВТ, ГРМ та підшипник валу турбокомпресора змащуються під тиском, а втулки робочих циліндрів – розбризкуванням.

Масляний насос масляної системи двигуна типу 4ЧН 11/12,5 – шестеренного типу. Він має одну секцію та має кріплення болтами до кришки корінного підшипника (першого).

Система містить відцентровий масляний фільтр, в якому проходить очистку від сторонніх домішок, а також від продуктів згоряння й зносу поверхонь тертя. На двигуні також встановлено масляний радіатор. При пуску дизеля типу 4ЧН

11/12,5 у холодну пору року холодне масло поступає в систему оминаючи масляний радіатор.

1.2. Висновок до розділу

Високообертовий автомобільний дизельний двигун типу 4ЧН 11/12,5 є сучасним, надійним та порівняно не дорогим в експлуатації та ремонті двигуном. Двигун має вдалу конструкцію зі значним запасом міцності та витривалості, що дає змогу подальшого форсування та вдосконалення двигуна. При модернізації двигуна слід звернути увагу перш за все на зниження викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами та витрати палива.

					КРБ.142.4227зст.25.05.01.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ТИПУ 4ЧН 11/12,5

2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми автомобільного двигуна типу 4ЧН 11/12,5

Моделювання робочого циклу двигуна типу 4ЧН 11/12,5 виконується для одержання основних параметрів роботи дизеля, а також встановлення енергетичних та економічних показників ефективності.

Розрахунок робочого циклу здійснюється на базі методики Гриневецького-Мазінга, яка було розроблено ґрунтуючись на теоретичний термодинамічний цикл в якому було враховано деякі особливості, які притаманні та є частиною реально-го циклу:

- робочим тілом прийнято певну суміш свіжого повітря (окиснювача) та продуктів згоряння вуглеводневого палива (або відпрацьованих газів), яке на початку процесу згоряння містить у собі вуглець, водень та в залежності від якості – сірку та залишкову воду;

- у моделі Гриневецького-Мазінга процеси наповнення та випуску напряду не розраховуються, а їх вплив на робочий процес дизеля враховується введенням відповідних (рекомендованих практикою) поправочних коефіцієнтів;

- основні процеси, такі як стиснення, згоряння та відповідно розширення прийнято вважати такими, що проходять без втрат газів крізь наявні нещільності робочої порожнини (тобто ці процеси відбуваються за умов сталої кількості робочого тіла);

- у моделі не враховується реальне збільшення маси заряду у робочому циліндрі дизеля в наслідок упорскування пального (у порівнянні з загальною масою повітряного заряду циклова доза палива є незначною);

- частину процесу, що відповідає процесу згоряння на індикаторній діаграмі фактично не визначають, а замінюють на дві ділянки підведення теплоти – за постійного об'єму, що відповідає процесу $V = \text{const}$ та постійного тиску, що відповідає

					<i>КРБ.142.4227зст.25.05.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

процесу $P = \text{const}$ (така заміна відповідає теоретичному термодинамічному циклу з підведенням теплоти від зовнішніх джерел);

– у моделі Гриневецького-Мазінга такі особливості реального робочого циклу, як теплообмін між робочім тілом та теплосприймаючими стінками, неповноту згоряння, а також зміну мольного та хімічного складу при згорянні враховують емпіричними коефіцієнтами такими, як коефіцієнти використання теплоти у точках z (ξ_z) та b (ξ_b), хімічними коефіцієнтами молекулярної зміни (β_0, β, β_z), частиною згорілого палива у точці z (x_z);

– у моделі Гриневецького-Мазінга такі процеси, як стиснення та розширення приймають як політропні (з показниками політропи n_1 – для стиснення, n_2 – для розширення);

– показники політропи n_1 та n_2 є з постійними на усій ділянці процесу тобто визначається їх умовне середнє значення;

– у моделі Гриневецького-Мазінга середня мольна ізохорна теплоємність розраховується для окремих ділянок циклу з врахуванням хімічного складу та температури робочого тіла;

– досконалість енергоперетворення у циліндрі двигуна оцінюється значенням індикаторного ККД, а зв'язок з ефективними показниками реалізується через заданий механічний ККД.

Також програма розрахунку циклу містить розрахунок балансу турбокомпресора, в якому для покращення точності під час виконання оцінки адіабатного теплоперепаду в турбіні введено оцінку змінності теплоємності відпрацьованих газів при розширенні в турбіні. Додатково також додано розрахунок показника адіабати розширення відпрацьованих газів в турбіні. Такі доповнення у моделі дозволяють виконувати розрахунок для високофорсованих сучасних двигунів з потужними агрегатами наддуву.

Математична модель Гриневецького-Мазінга є надійним інструментом з підготовки майбутніх фахівців та ефективно застосовується в навчальному процесі. Її простота та водночас оптимальна інформативність забезпечує усіма потрібними

вихідними даними для подальшого розрахунку та проектування двигуна (наприклад, розрахунку на міцність, або розрахунку та проектуванню турбокомпресора).

Розрахунок робочого циклу двигуна типу 4ЧН 11/12,5 за моделлю Гриневецького-Мазінгав рамках кваліфікаційної бакалаврської роботи здійснюється у середовищі математичного програмування MathCAD. Це програмне середовище призначено для розв'язання досить складних інженерних обчислювальних задач, математичного моделювання та аналізу даних.

Вихідні дані для розрахунок робочого циклу двигуна типу 4ЧН 11/12,5 за моделлю Гриневецького-Мазінгав обиралися перш за все з завдання наданого кафедрою ДВЗ, У та ТЕ, літературних джерел, а також інструкцій з експлуатації та ремонту. Всі підібрані вихідні дані та потрібні коефіцієнти для початку розрахунку наведено у таблиці 2.1

Таблиця 2.1 – Вихідні дані

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Ефективна потужність	N_e , кВт	100,00
2	Частота обертання	n , хв ⁻¹	2400,00
3	Тиск навколишнього середовища	P_0 , МПа	0,10130
4	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	298,00
5	Тиск наддуву	p_k , МПа	0,21500
6	Коефіцієнт продувки	φ_d	1,0600
7	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,0350
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z	ξ_z	0,7600
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	ξ_b	0,8900
10	Ступінь стиску	ε	17,00
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	1,380
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	ΔT_a , К	20,00
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	φ_n	0,000
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	ζ	0,980
15	Механічний ККД двигуна	η_m	0,7700
16	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k,ad}$	0,810
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox} , МПа	0,00500
18	ККД повітроохолоджувача	η_o	0,920
19	Температура залишкових газів	T_r , К	800,00
20	Масовий склад палива (кг/кг)	$C / H / S / O$	0,870/0,126 /0/0,0040
21	Нижча теплота згоряння палива	$Q_{нз}$, кДж/кг	42700,00
22	Кількість циліндрів	i	4
23	Діаметр циліндра	$D_{ц}$, м	0,110
24	Хід поршня	S , м	0,125

25	Коефіцієнт тактності	z	0,5
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α	2,2185
27	Показник адіабати повітря	k_B	1,400
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$	0,800
29	Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$	0,880
30	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	ξ_a	0,980
31	Відношення тисків перед турбіною до тиску за компресором	Ψ_t	0,87

Розрахунок наповнення циліндра двигуна типу 4ЧН 11/12,5 наведено у табл. – 2.2. Під час цього процесу до циліндру двигуна типу 4ЧН 11/12,5 потрапляє свіже повітря, яке слугує у подальшому окиснювачем для палива.

Таблиця 2.2 – Процес наповнення

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Температура повітря за компресором	T_k, K	$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	386,3500
2	Температура повітря перед двигуном	T_s, K	$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	306,90800
3	Температура заряду наприкінці процесу наповнення	T_a, K	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	342,90600
4	Тиск повітря перед двигуном	P_s, MPa	$P_s = P_k - \Delta P_{ox.}$	0,2100000
5	Тиск заряду наприкінці процесу наповнення	P_a, MPa	$P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,2060000
6	Коефіцієнт наповнення циліндру	η_n	$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$	0,900000

Розрахунок стиснення повітря двигуна типу 4ЧН 11/12,5 наведено у табл. – 2.3. Під час цього процесу відбувається різке стиснення що веде до стрімкого збільшення тиску та відповідно і температури повітря.

Зростання температури забезпечує створення сприятливих умов для випаровування палива, сумішоутворення та його самозаймання.

Таблиця 2.3 – Стиснення

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Середня мольна ізохорна теплоємність свіжого повітря	$c'_v, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot K)$	$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$	—

2	Середня мольна ізохорна теплоємність чистих ВГ	c''_v , кДж/(кмоль·К)	$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$	—
3	Теплоємність суміші повітря та ВГ на ході стиску	c''_{vc} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$ $= a_{vc} - b_c \cdot T$ $b_c = 0,002517000; a_{vc} = 19,278000000$	—
4	Середній показник політропи стиску	n_1	$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})}$	1,36100000
5	Тиск наприкінці стиску	P_c , МПа	$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	9,7210000
6	Температура наприкінці стиску	T_c , К	$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	952,796000

Розрахунок згоряння двигуна типу 4ЧН 11/12,5 наводиться у табл. – 2.4. Під час цього процесу відбувається виділення енергії для здійснення корисної роботи дизелем.

Таблиця 2.4 – Процес згоряння

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Кількість повітря	L , кмоль/кг	$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	1,09700
2	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,028800
3	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,027800
4	Частка палива, яка згоріла в точці z	x_z	$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,854000
5	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	β_z	$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,024000
6	Теоретична кількість повітря	L_0 , кмоль/кг	$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0,495000
7	Приріст об'єму продуктів згоряння	ΔM	$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$	0,031600
8	Середня мольна ізохорна теплоємність у z	c''_{vz} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$ $= a_{vz} + b_z \cdot T$	—

			$a_{vz} = 19,7456500000; b_z = 0,00294000000$	
9	Середня мольна ізохорна теплоємність у b	$c_{vb},$ кДж/(кмоль·К)	$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$ $a_{vb} = 19,8234000000; b_b = 0,00301200000$	—
10	Максимальна температура	$T_z, \text{ К}$	$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c =$ $= \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1767,355
11	Максимальний тиск	$P_z, \text{ МПа}$	$P_z = \lambda \cdot P_c$	13,41500

Розрахунок процесу розширення двигуна типу 4ЧН 11/12,5 наводиться у табл. – 2.5.

Робочій хід відбувається при русі поршня від верхньої до нижньої мертвої точки під час якого здійснюється розширення робочого тіла після згоряння, а двигун при цьому виконує корисну роботу.

Таблиця 2.5 – Робочій хід

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Ступінь попереднього розширення	ρ	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,37600
2	Ступінь наступного розширення	δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	12,35400
3	Показник політропи розширення	n_2	$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$	1,249000
4	Температура наприкінці робочого ходу	$T_b, \text{ К}$	$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$	945,573
5	Тиск наприкінці робочого ходу	$P_b, \text{ МПа}$	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	0,58100

Індикаторні та ефективні показники двигуна типу 4ЧН 11/12,5 розраховано та представлено у табл. 2.6, а у табл. 2.7 наведено розрахунок балансу турбокомпресора.

Таблиця 2.6 – Індикаторні та ефективні показники

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i , МПа	$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$	1,39400
2	Дійсний середній індикаторний тиск	P_i , МПа	$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	1,366000
3	Індикаторна питома витрата палива	g_i , кг/(кВт·год)	$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,17800
4	Індикаторний ККД	η_i	$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,474000
5	Середній ефективний тиск	P_e , МПа	$P_e = P_i \cdot \eta_m$	1,052000
6	Ефективний ККД двигуна	η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,365000
7	Питома ефективна витрата палива	g_e , кг/(кВт·год)	$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,231000
8	Ефективна потужність двигуна	N_e кВт	$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	100,009
9	Похибка визначення потужності	ΔN , %	$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0,00900

Таблиця 2.7 – Розрахунок балансу ТК

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Витрата повітря	G , кг/с	$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	0,21600
2	Витрата ВГ	G_t , кг/с	$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	0,223000
3	Тиск ВГ перед турбіною	P_r , МПа	$P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,187000
4	Температура газу перед турбіною	T_t , К	$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}}$	754,4560
5	Загальна кількість ВГ	M_s , кмоль	$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	1,130000
6	Універсальна газова стала для ВГ	R_t , Дж/кг·К	$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,4120
7	Показник адиабати розширення ВГ в турбіні	k_t	$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,376000

8	Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	$\Pi_k = \left[\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t \right]^{\frac{1}{0.286}}$	2,12200
9	Дійсний тиск наддуву	$P_{kd}, \text{ МПа}$	$P_{kd} = \Pi_k \cdot P_0$	0,215000
10	Похибка визначення тиску наддуву	$\Delta P_k, \%$	$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	0,003000

Розрахунок та побудова індикаторної діаграми у $p-V/V_c$ координатах виконується у табличному вигляді (таблиці 2.8 і 2.9) в середовищі Microsoft Excel. Розрахунок координат в Microsoft Excel здійснено з використанням залежностей вигляду: $p = \frac{P_c}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_1}}$ (стиснення) і $p = \frac{P_z \cdot P^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_2}}$ (розширення). Індикаторна діаграма (згорнута) у $p-V/V_c$ двигуна типу 4ЧН 11/12,5 наводиться на рис. 2.1.

Таблиця 2.8 – Початкові дані

Параметри для розрахунку											
$P_r, \text{ МПа}$	$P_a, \text{ МПа}$	$P_s, \text{ МПа}$	$P_k, \text{ МПа}$	$P_b, \text{ МПа}$	$P_c, \text{ МПа}$	$P_z, \text{ МПа}$	n_1	n_2	ρ	δ	ε
0,187	0,206	0,21	0,215	0,581	9,721	13,415	1,361	1,249	1,376	12,354	17

Таблиця 2.9 – Розрахунок координат $p-V/V_c$

№ з.п.	Точки $p-V/V_c$ діаграми		
	(V/V_c)	$P_{\text{стис.}}, \text{ МПа}$	$P_{\text{розш.}}, \text{ МПа}$
1	1	9,721	13,415
2	1,376	6,295805	13,415
3	2,198316	3,327563	7,472305
4	3,020632	2,159225	5,024386
5	3,842947	1,555903	3,719454
6	4,665263	1,195007	2,919435
7	5,487579	0,958106	2,383628
8	6,309895	0,792284	2,002154
9	7,132211	0,670614	1,718099
10	7,954526	0,578063	1,499194
11	8,776842	0,505624	1,325854
12	9,599158	0,447602	1,185539
13	10,42147	0,40023	1,069871
14	11,24379	0,360926	0,97305

15	12,06611	0,327867	0,890939
16	12,88842	0,299729	0,820513
17	13,71074	0,275531	0,759515
18	14,53305	0,254533	0,706222
19	15,35537	0,236162	0,659305
20	16,17768	0,219976	0,617716
21	17	0,205622	0,580623

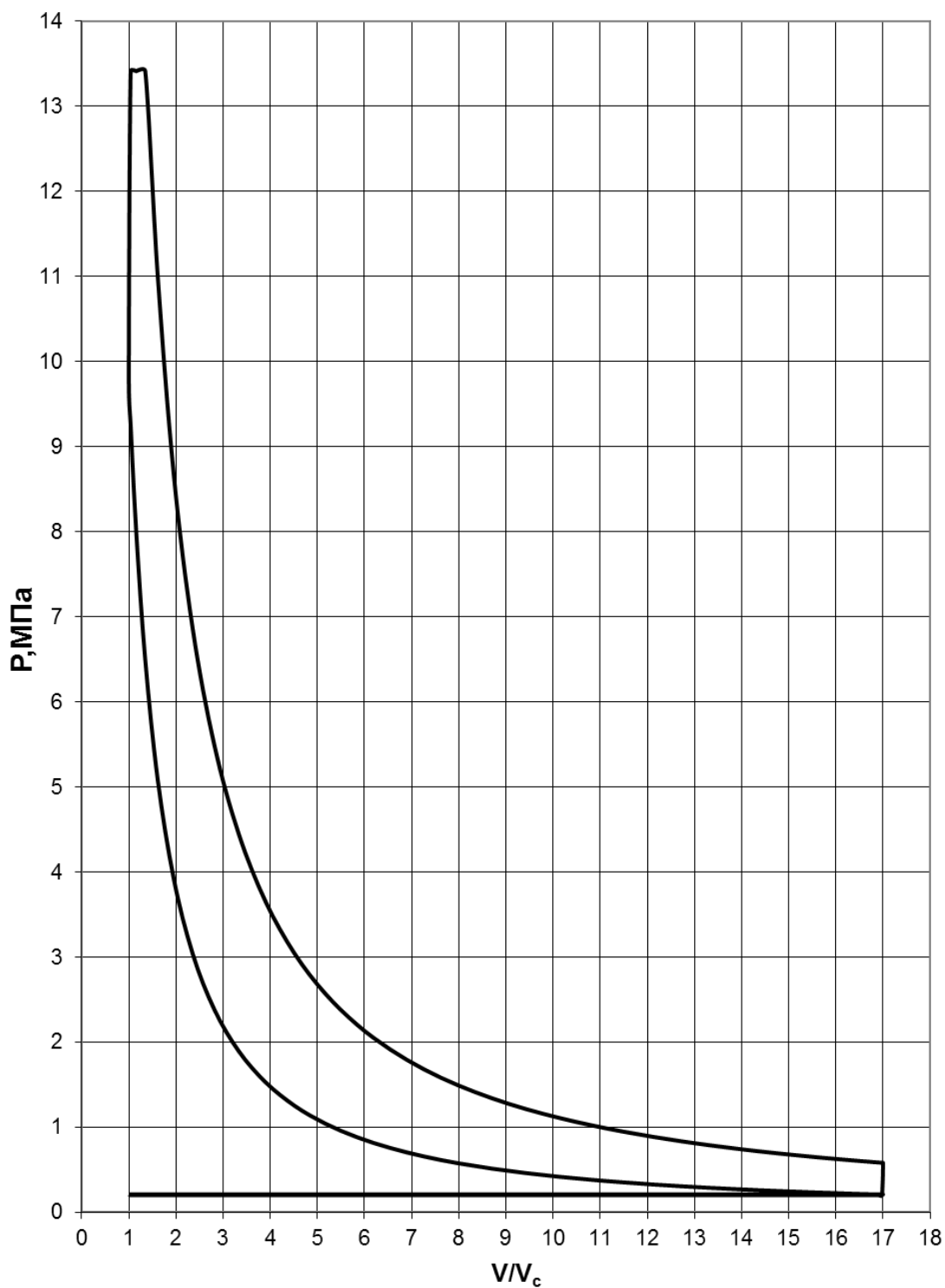


Рисунок 2.1 – Індикаторна (згорнута) діаграма двигуна типу 4ЧН 11/12,5

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.05.02.ПЗ

Аркуш

28

Розрахунок та побудова індикаторної діаграми у $T-V/V_c$ координатах виконується у табличному вигляді (таблиці 2.10 і 2.11) в середовищі Microsoft Excel. Розрахунок координат в Microsoft Excel здійснено з використанням залежностей вигляду: $T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1-1}}$ (стиснення), $T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$ (розширення) та $T_y = T_c \lambda$ (температура в точці у). Індикаторна діаграма (згорнута) у $T-V/V_c$ двигуна типу 4ЧН 11/12,5 наводиться на рис. 2.2.

Таблиця 2.10 – Початкові дані

Параметри для розрахунку							
T_r , К	T_a , К	T_s , К	T_k , К	T_b , К	T_c , К	T_z , К	λ
754,456	342,906	306,908	386,35	946,573	952,796	1767,355	1,380

Таблиця 2.11 – Розрахунок координат $T-V/V_c$

№ з.п.	Значення точок $T-V/V_c$ діаграми		
	(V/V_c)	$T_{ст}$, К	$T_{розш}$, К
1	1	952,796	1314,858
2	1,376	849,0997	1767,355
3	2,198316	716,9773	1572,749
4	3,020632	639,2705	1453,1
5	3,842947	586,0519	1368,543
6	4,665263	546,4314	1304,036
7	5,487579	515,3277	1252,374
8	6,309895	489,9953	1209,579
9	7,132211	468,7983	1173,24
10	7,954526	450,6902	1141,792
11	8,776842	434,9655	1114,163
12	9,599158	421,1277	1089,592
13	10,42147	408,8156	1067,519
14	11,24379	397,7594	1047,52
15	12,06611	387,7521	1029,271
16	12,88842	378,6324	1012,512
17	13,71074	370,2721	997,0378
18	14,53305	362,5677	982,6818
19	15,35537	355,4348	969,3062
20	16,17768	348,8037	956,7966
21	17	342,6162	945,057

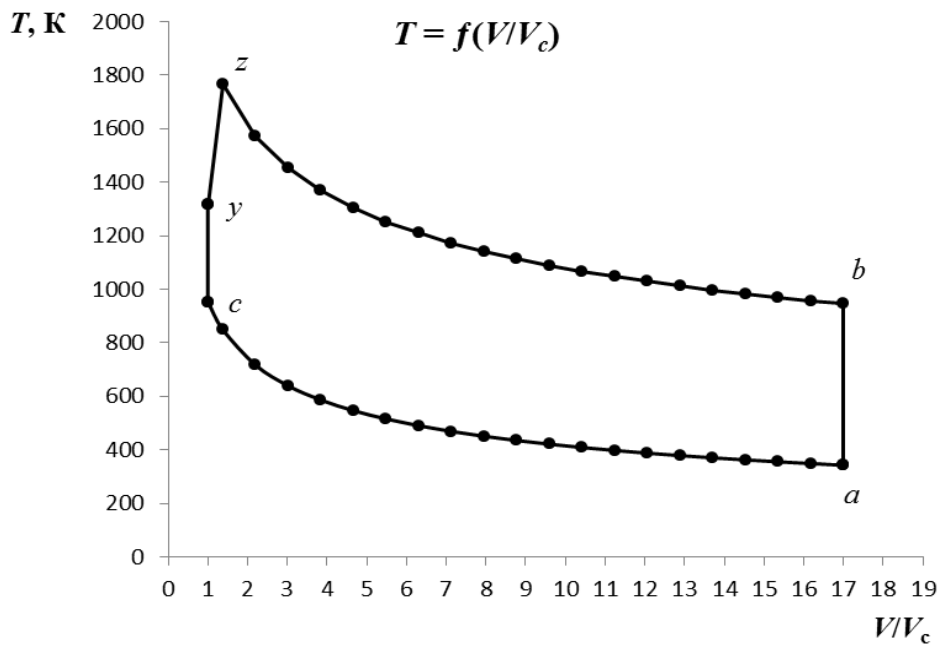


Рисунок 2.2 – Індикаторна (згорнута $T-V/V_c$) діаграма двигуна типу 4ЧН 11/12,5

Розрахунок та побудова індикаторної діаграми у $T-S$ координатах виконується в середовищі Microsoft Excel. Розрахунок координат в Microsoft Excel здійснено з використанням залежностей вигляду:

$$S = \left[c_{p_i} \cdot \ln \left(\frac{T_{сж}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p_{сж}}{p_0} \right) \right], \quad S = \left[c_{p_i} \cdot \ln \left(\frac{T_{раси}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p_{раси}}{p_0} \right) \right].$$

Індикаторна діаграми (згорнута) у $T-S$ двигуна типу 4ЧН 11/12,5 наводиться на рис. 2.3.

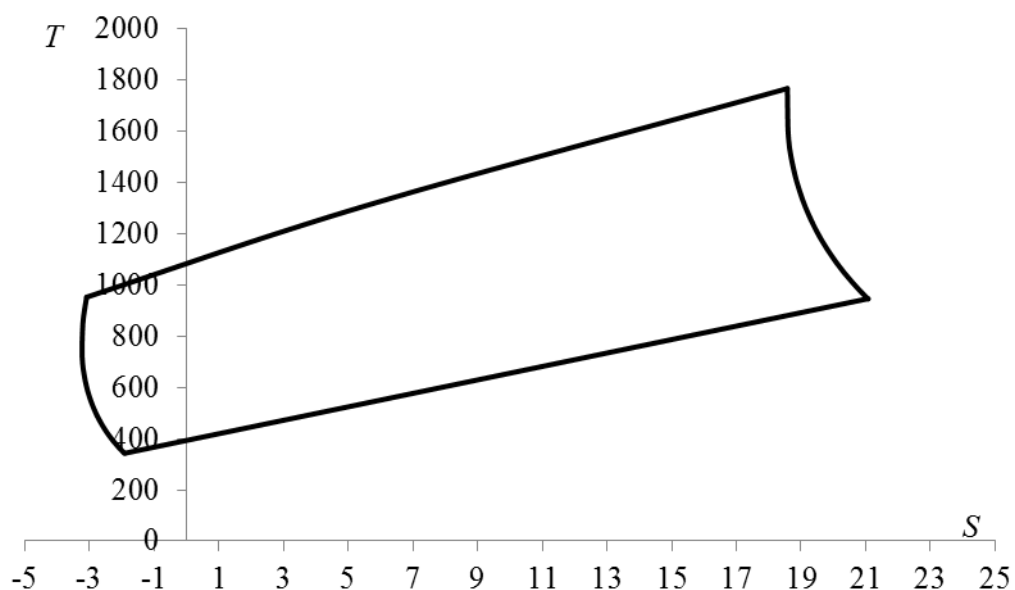


Рисунок 2.3 – Індикаторна (згорнута $T-S$) діаграма двигуна типу 4ЧН 11/12,5

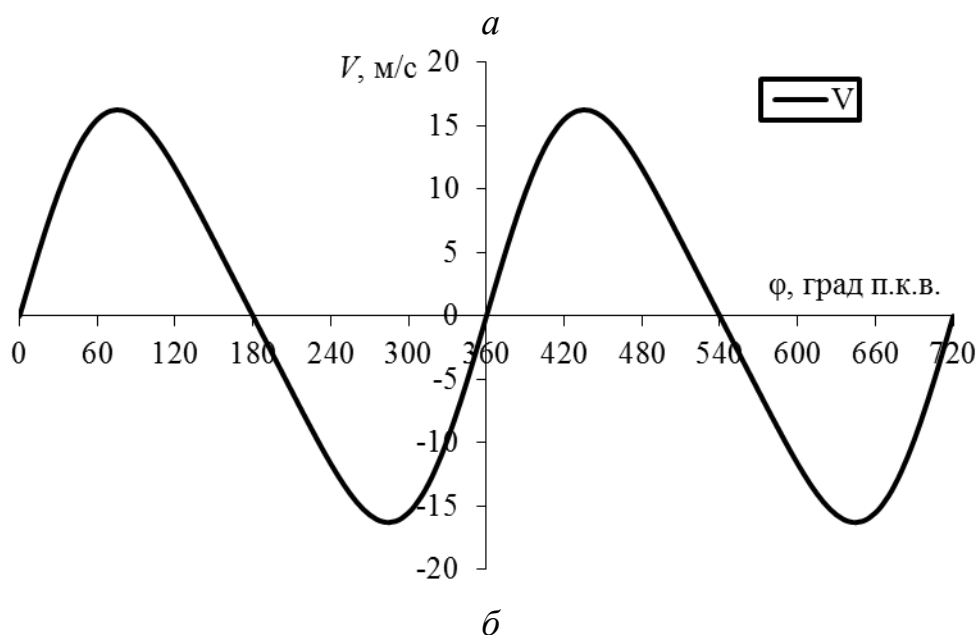
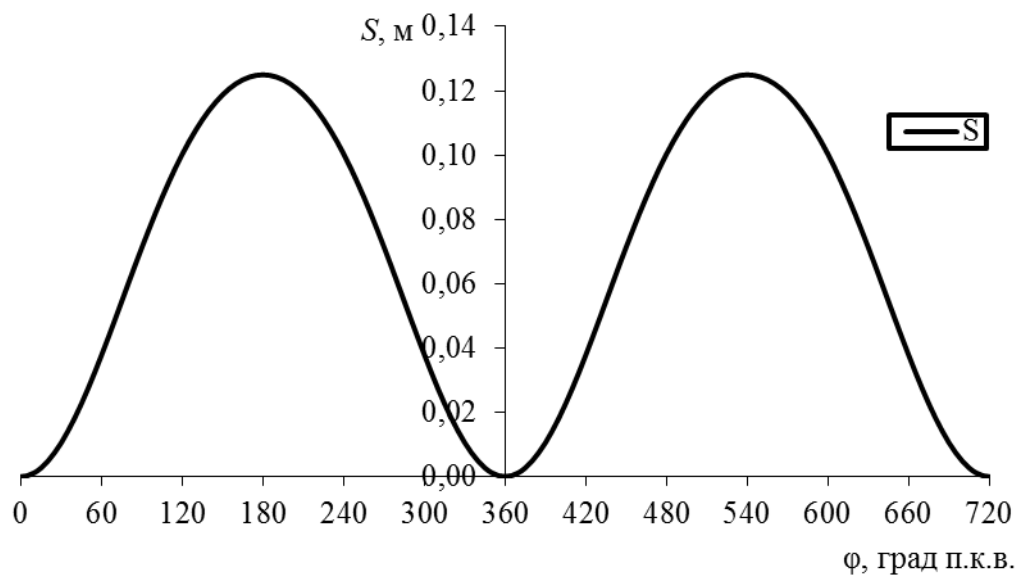
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки двигуна типу 4ЧН 11/12,5

Розрахунок кінематики двигуна типу 4ЧН 11/12,5, що застосовується на автомобільному транспорті, полягає у визначенні залежностей переміщення $S_\varphi = f(\varphi)$, швидкість $V_\varphi = f(\varphi)$, а також прискорення $J_\varphi = f(\varphi)$ поршня від кута повороту валу. Ці діаграми кінематики можна розрахувати за наступними рівняннями:

$$S_\varphi = r \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \left(\frac{1}{\lambda} \right) \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right) \right]; \quad V_\varphi = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

$$j_\varphi = r \cdot \omega \cdot \left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right].$$

Розрахунок діаграм кінематики двигуна типу 4ЧН 11/12,5 подано у табл. 2.12, а самі діаграми на рис. 2.4.



Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.05.02.ПЗ

Аркуш

31

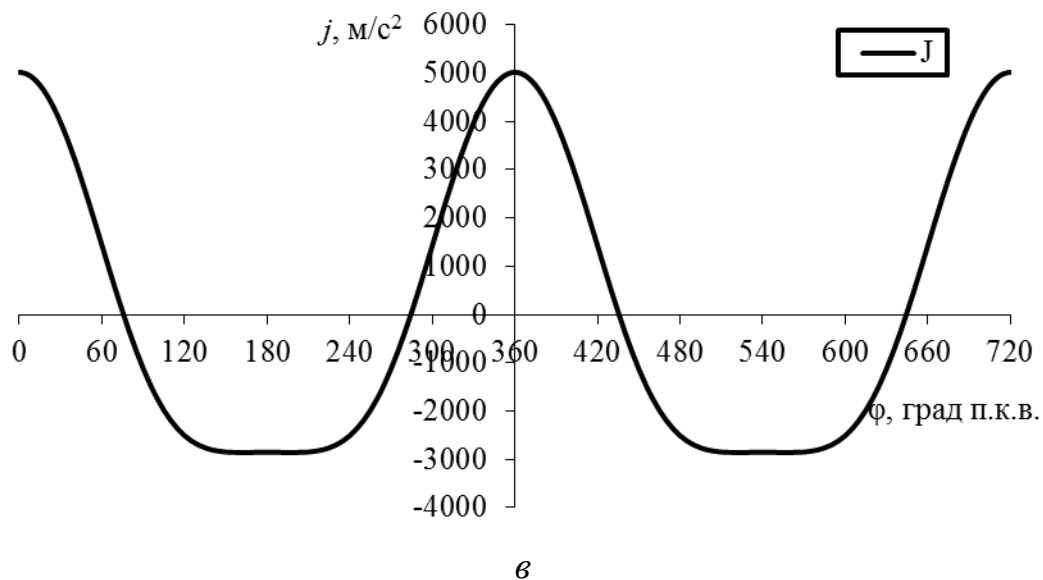


Рисунок 2.4 – Кінематичні залежності двигуна типу 4ЧН 11/12,5:

$$a - S_{\varphi} = f(\varphi); \quad б - V_{\varphi} = f(\varphi); \quad в - J_{\varphi} = f(\varphi)$$

Таблиця 2.12 – Координати точок залежностей $S_{\varphi} = f(\varphi)$, $V_{\varphi} = f(\varphi)$, $J_{\varphi} = f(\varphi)$ двигуна типу 4ЧН 11/12,5

φ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$
0	0,000	0,000	5020,951
5	0,000	1,743	4990,423
10	0,001	3,466	4899,323
15	0,003	5,146	4749,100
20	0,005	6,764	4542,165
25	0,007	8,300	4281,874
30	0,011	9,737	3972,513
35	0,014	11,059	3619,257
40	0,018	12,250	3228,110
45	0,023	13,300	2805,823
50	0,027	14,199	2359,772
55	0,033	14,939	1897,803
60	0,038	15,517	1428,039
65	0,043	15,931	958,649
70	0,049	16,183	497,600
75	0,055	16,276	52,381
80	0,060	16,219	-370,258
85	0,066	16,019	-764,542
90	0,071	15,688	-1125,871
95	0,077	15,237	-1450,951
100	0,082	14,680	-1737,852
105	0,087	14,031	-1985,990
110	0,092	13,301	-2196,034
115	0,096	12,506	-2369,749
120	0,100	11,656	-2509,792
125	0,104	10,763	-2619,490
130	0,108	9,837	-2702,605
135	0,111	8,886	-2763,110
140	0,114	7,918	-2804,996
145	0,117	6,938	-2832,106

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.05.02.ПЗ

Аркуш

32

150	0,119	5,951	-2848,009
155	0,121	4,960	-2855,899
160	0,122	3,968	-2858,536
165	0,123	2,975	-2858,204
170	0,124	1,983	-2856,689
175	0,125	0,991	-2855,269
180	0,125	0,000	-2854,710
185	0,125	-0,991	-2855,269
190	0,124	-1,983	-2856,689
195	0,123	-2,975	-2858,204
200	0,122	-3,968	-2858,536
205	0,121	-4,960	-2855,899
210	0,119	-5,951	-2848,009
215	0,117	-6,938	-2832,106
220	0,114	-7,918	-2804,996
225	0,111	-8,886	-2763,110
230	0,108	-9,837	-2702,605
235	0,104	-10,763	-2619,490
240	0,100	-11,656	-2509,792
245	0,096	-12,506	-2369,749
250	0,092	-13,301	-2196,034
255	0,087	-14,031	-1985,990
260	0,082	-14,680	-1737,852
265	0,077	-15,237	-1450,951
270	0,071	-15,688	-1125,871
275	0,066	-16,019	-764,542
280	0,060	-16,219	-370,258
285	0,055	-16,276	52,381
290	0,049	-16,183	497,600
295	0,043	-15,931	958,649
300	0,038	-15,517	1428,039
305	0,033	-14,939	1897,803
310	0,027	-14,199	2359,772
315	0,023	-13,300	2805,823
320	0,018	-12,250	3228,110
325	0,014	-11,059	3619,257
330	0,011	-9,737	3972,513
335	0,007	-8,300	4281,874
340	0,005	-6,764	4542,165
345	0,003	-5,146	4749,100
350	0,001	-3,466	4899,323
355	0,000	-1,743	4990,423
360	0,000	0,000	5020,951
365	0,000	1,743	4990,423
370	0,001	3,466	4899,323
375	0,003	5,146	4749,100
380	0,005	6,764	4542,165
385	0,007	8,300	4281,874
390	0,011	9,737	3972,513
395	0,014	11,059	3619,257
400	0,018	12,250	3228,110
405	0,023	13,300	2805,823
410	0,027	14,199	2359,772
415	0,033	14,939	1897,803
420	0,038	15,517	1428,039
425	0,043	15,931	958,649
430	0,049	16,183	497,600
435	0,055	16,276	52,381
440	0,060	16,219	-370,258
445	0,066	16,019	-764,542

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.05.02.ПЗ

Аркуш

33

450	0,071	15,688	-1125,871
455	0,077	15,237	-1450,951
460	0,082	14,680	-1737,852
465	0,087	14,031	-1985,990
470	0,092	13,301	-2196,034
475	0,096	12,506	-2369,749
480	0,100	11,656	-2509,792
485	0,104	10,763	-2619,490
490	0,108	9,837	-2702,605
495	0,111	8,886	-2763,110
500	0,114	7,918	-2804,996
505	0,117	6,938	-2832,106
510	0,119	5,951	-2848,009
515	0,121	4,960	-2855,899
520	0,122	3,968	-2858,536
525	0,123	2,975	-2858,204
530	0,124	1,983	-2856,689
535	0,125	0,991	-2855,269
540	0,125	0,000	-2854,710
545	0,125	-0,991	-2855,269
550	0,124	-1,983	-2856,689
555	0,123	-2,975	-2858,204
560	0,122	-3,968	-2858,536
565	0,121	-4,960	-2855,899
570	0,119	-5,951	-2848,009
575	0,117	-6,938	-2832,106
580	0,114	-7,918	-2804,996
585	0,111	-8,886	-2763,110
590	0,108	-9,837	-2702,605
595	0,104	-10,763	-2619,490
600	0,100	-11,656	-2509,792
605	0,096	-12,506	-2369,749
610	0,092	-13,301	-2196,034
615	0,087	-14,031	-1985,990
620	0,082	-14,680	-1737,852
625	0,077	-15,237	-1450,951
630	0,071	-15,688	-1125,871
635	0,066	-16,019	-764,542
640	0,060	-16,219	-370,258
645	0,055	-16,276	52,381
650	0,049	-16,183	497,600
655	0,043	-15,931	958,649
660	0,038	-15,517	1428,039
665	0,033	-14,939	1897,803
670	0,027	-14,199	2359,772
675	0,023	-13,300	2805,823
680	0,018	-12,250	3228,110
685	0,014	-11,059	3619,257
690	0,011	-9,737	3972,513
695	0,007	-8,300	4281,874
700	0,005	-6,764	4542,165
705	0,003	-5,146	4749,100
710	0,001	-3,466	4899,323
715	0,000	-1,743	4990,423
720	0,000	0,000	5020,951

Динамічні розрахунки та аналіз двигуна типу 4ЧН 11/12,5, який застосовується на транспортних засобах, здійснюється для визначення значень та характеру

					КРБ.142.4227 зм.25.05.02.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

зміни сил, які діють на двигун в результаті згоряння палива. Для початку динамічного розрахунку та аналізу потрібно визначити рушійну силу $P_{dv}=f(\varphi)$. Яка є сумою двох сил які виникають у двигуні, це сила від дії тиску газів $P_z=f(\varphi)$ та сила інерції $P_j=f(\varphi)$:

$$P_{dv} = P_z + P_j .$$

Значення сил $P_z=f(\varphi)$ по куту φ є відомими з теплового розрахунку робочого циклу двигуна типу 4ЧН 11/12,5 (див. рис. 2.1), а сили $P_j=f(\varphi)$ визначаємо, як:

$$P_j = -m_j \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) = C \cdot \cos \varphi + \lambda \cdot C \cdot \cos 2\varphi = P_{jI} + P_{jII} , \text{ Н};$$

де складова наведеного рівняння C дорівнює – $C = -m_j \cdot r \cdot \omega^2$.

Сила P_{dv} прикладена у центрі поршневого пальця двигуна типу 4ЧН 11/12,5 та діє по осі його циліндру за схемою поданою на рис.2.5. Ця сила, у свою чергу, теж розкладанню на складові, які обчислюються за виразами:

$$N = P_z \cdot \operatorname{tg} \beta , \text{ Н}; \quad Q = P_z \cdot \frac{1}{\cos \beta} , \text{ Н};$$

$$Z = P_z \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} ; \text{ Н}; \quad T = P_z \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta} , \text{ Н}.$$

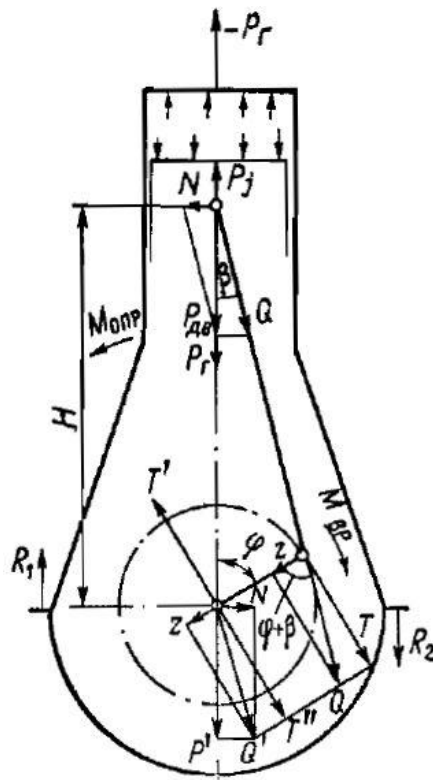


Рисунок 2.5 – Схема дії та розкладання сил двигуна типу 4ЧН 11/12,5

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.05.02.ПЗ

Аркуш

35

Динамічний розрахунок двигуна типу 4ЧН 11/12,5 виконано у табличній формі з застосуванням Microsoft Excel, а результати представлені нижче у табл. 2.13 та рисунках 2.6, 2.7.

Таблиця 2.13 – Динамічний розрахунок сил двигуна типу 4ЧН 11/12,5

φ°	p_r , МПа	P_r , Н	P_b , Н	P_{dv} , Н	N , Н	Z , Н	T , Н
0	0,210	1995,6	-14560,8	-13515,4	0,0	-13515,4	0,0
5	0,210	1995,6	-14472,2	-13426,9	-324,2	-13347,5	-1493,2
10	0,210	1995,6	-14208,0	-13162,7	-633,9	-12852,7	-2909,9
15	0,210	1995,6	-13772,4	-12727,1	-914,8	-12056,6	-4177,6
20	0,210	1995,6	-13172,3	-12126,9	-1154,1	-11000,9	-5232,2
25	0,210	1995,6	-12417,4	-11372,1	-1340,5	-9740,1	-6021,0
30	0,210	1995,6	-11520,3	-10475,0	-1464,9	-8339,1	-6506,1
35	0,210	1995,6	-10495,8	-9450,5	-1520,8	-6869,1	-6666,4
40	0,210	1995,6	-9361,5	-8316,2	-1504,8	-5403,3	-6498,3
45	0,210	1995,6	-8136,9	-7091,6	-1416,4	-4012,9	-6016,1
50	0,210	1995,6	-6843,3	-5798,0	-1259,0	-2762,5	-5250,8
55	0,210	1995,6	-5503,6	-4458,3	-1038,7	-1706,3	-4247,8
60	0,210	1995,6	-4141,3	-3096,0	-765,0	-885,5	-3063,7
65	0,210	1995,6	-2780,1	-1734,7	-449,9	-325,4	-1762,4
70	0,210	1995,6	-1443,0	-397,7	-107,2	-35,3	-410,4
75	0,210	1995,6	-151,9	893,4	248,1	-8,4	927,2
80	0,210	1995,6	1073,7	2119,1	600,9	-223,8	2191,2
85	0,210	1995,6	2217,2	3262,5	936,6	-648,7	3331,7
90	0,210	1995,6	3265,0	4310,4	1242,6	-1242,6	4310,4
95	0,210	1995,6	4207,8	5253,1	1508,1	-1960,2	5101,7
100	0,210	1995,6	5039,8	6085,1	1725,4	-2755,9	5693,0
105	0,210	1995,6	5759,4	6804,7	1889,6	-3586,4	6083,8
110	0,210	1995,6	6368,5	7413,8	1998,7	-4413,8	6283,1
115	0,210	1995,6	6872,3	7917,6	2053,5	-5207,2	6308,0
120	0,210	1995,6	7278,4	8323,7	2056,8	-5943,1	6180,1
125	0,210	1995,6	7596,5	8641,9	2013,4	-6606,0	5924,2
130	0,210	1995,6	7837,6	8882,9	1928,8	-7187,4	5564,9
135	0,210	1995,6	8013,0	9058,4	1809,3	-7684,6	5125,9
140	0,210	1995,6	8134,5	9179,8	1661,0	-8099,8	4628,3
145	0,210	1995,6	8213,1	9258,4	1489,9	-8438,7	4090,0
150	0,210	1995,6	8259,2	9304,6	1301,2	-8708,6	3525,4
155	0,210	1995,6	8282,1	9327,4	1099,5	-8918,2	2945,5
160	0,210	1995,6	8289,8	9335,1	888,4	-9076,0	2358,0
165	0,210	1995,6	8288,8	9334,1	670,9	-9189,7	1767,8
170	0,210	1995,6	8284,4	9329,7	449,3	-9266,0	1177,6
175	0,210	1995,6	8280,3	9325,6	225,2	-9309,8	588,4
180	0,210	1995,6	8278,7	9324,0	0,0	-9324,0	0,0
185	0,206	1961,1	8280,3	9291,1	-224,4	-9275,3	-586,3
190	0,207	1971,5	8284,4	9305,6	-448,1	-9242,1	-1174,6
195	0,209	1989,1	8288,8	9327,6	-670,4	-9183,3	-1766,6
200	0,212	2014,3	8289,8	9353,7	-890,2	-9094,1	-2362,7
205	0,215	2047,4	8282,1	9379,2	-1105,6	-8967,7	-2961,8
210	0,220	2089,2	8259,2	9398,1	-1314,3	-8796,2	-3560,8
215	0,225	2140,5	8213,1	9403,3	-1513,2	-8570,7	-4154,0
220	0,232	2202,5	8134,5	9386,7	-1698,5	-8282,4	-4732,5
225	0,240	2276,4	8013,0	9339,1	-1865,4	-7922,8	-5284,7
230	0,249	2364,0	7837,6	9251,2	-2008,8	-7485,4	-5795,6

235	0,260	2467,3	7596,5	9113,6	-2123,3	-6966,6	-6247,5
240	0,272	2589,1	7278,4	8917,2	-2203,5	-6366,8	-6620,8
245	0,288	2732,4	6872,3	8654,4	-2244,5	-5691,8	-6895,0
250	0,305	2901,5	6368,5	8319,7	-2242,9	-4953,1	-7050,8
255	0,326	3101,4	5759,4	7910,4	-2196,6	-4169,1	-7072,4
260	0,351	3338,5	5039,8	7428,0	-2106,2	-3364,0	-6949,4
265	0,381	3621,3	4207,8	6878,7	-1974,8	-2566,8	-6680,5
270	0,417	3960,3	3265,0	6275,0	-1809,0	-1809,0	-6275,0
275	0,460	4369,5	2217,2	5636,3	-1618,2	-1120,8	-5755,9
280	0,512	4867,0	1073,7	4990,5	-1415,0	-526,9	-5160,4
285	0,576	5477,3	-151,9	4375,1	-1214,9	-41,1	-4540,4
290	0,656	6232,8	-1443,0	3839,5	-1035,1	340,5	-3962,0
295	0,755	7178,1	-2780,1	3447,7	-894,2	646,7	-3502,6
300	0,881	8374,3	-4141,3	3282,7	-811,2	938,8	-3248,5
305	1,042	9906,4	-5503,6	3452,5	-804,4	1321,4	-3289,5
310	1,252	11894,1	-6843,3	4100,4	-890,4	1953,6	-3713,4
315	1,526	14505,9	-8136,9	5418,7	-1082,3	3066,3	-4596,9
320	1,892	17979,1	-9361,5	7667,3	-1387,3	4981,7	-5991,2
325	2,383	22642,1	-10495,8	11196,0	-1801,7	8137,8	-7897,6
330	3,044	28927,6	-11520,3	16457,0	-2301,5	13101,5	-10221,6
335	3,930	37342,6	-12417,4	23974,9	-2826,1	20534,3	-12693,5
340	5,083	48307,4	-13172,3	34184,8	-3253,3	31010,6	-14749,0
345	6,493	61707,9	-13772,4	46985,2	-3377,2	44510,1	-15422,8
350	8,005	76070,0	-14208,0	60911,6	-2933,3	59476,9	-13465,9
355	9,246	87869,2	-14472,2	72446,6	-1749,5	72018,5	-8057,0
360	9,739	92548,8	-14560,8	77037,7	0,0	77037,7	0,0
365	13,415	127483,2	-14472,2	112060,7	2706,2	111398,4	12462,6
370	13,415	127483,2	-14208,0	112324,9	5409,2	109679,2	24832,0
375	13,415	127483,2	-13772,4	112760,6	8105,0	106820,6	37013,4
380	11,005	104584,3	-13172,3	90461,8	8609,0	82061,8	39029,6
385	8,690	82576,9	-12417,4	69209,2	8158,1	59277,1	36642,8
390	6,874	65326,9	-11520,3	52856,3	7391,8	42079,0	32829,7
395	5,490	52173,8	-10495,8	40727,6	6554,1	29602,8	28729,2
400	4,443	42222,6	-9361,5	31910,8	5774,0	20733,6	24935,0
405	3,649	34673,0	-8136,9	25585,8	5110,4	14478,3	21705,5
410	3,041	28898,4	-6843,3	21104,7	4582,7	10055,3	19112,8
415	2,571	24434,0	-5503,6	17980,1	4189,0	6881,5	17131,2
420	2,204	20942,6	-4141,3	15851,0	3916,8	4533,4	15685,8
425	1,913	18180,3	-2780,1	14449,9	3747,6	2710,3	14679,9
430	1,681	15970,7	-1443,0	13577,3	3660,3	1204,2	14010,4
435	1,493	14184,7	-151,9	13082,5	3632,8	-123,0	13577,0
440	1,339	12727,5	1073,7	12850,9	3643,8	-1356,9	13288,5
445	1,213	11528,2	2217,2	12795,1	3673,4	-2544,2	13066,5
450	1,108	10533,6	3265,0	12848,3	3703,9	-3703,9	12848,3
455	1,021	9703,0	4207,8	12960,5	3720,9	-4836,3	12586,9
460	0,948	9005,4	5039,8	13094,9	3713,0	-5930,5	12251,2
465	0,886	8416,6	5759,4	13225,6	3672,6	-6970,5	11824,5
470	0,833	7917,4	6368,5	13335,6	3595,1	-7939,4	11301,8
475	0,788	7493,0	6872,3	13415,0	3479,2	-8822,7	10687,7
480	0,750	7131,5	7278,4	13459,6	3325,9	-9610,1	9993,4
485	0,718	6823,2	7596,5	13469,4	3138,1	-10296,3	9233,5
490	0,690	6560,4	7837,6	13447,7	2920,0	-10880,8	8424,6
495	0,667	6337,0	8013,0	13399,7	2676,4	-11367,6	7582,5

500	0,647	6147,9	8134,5	13332,1	2412,4	-11763,6	6721,7
505	0,630	5989,1	8213,1	13251,9	2132,6	-12078,5	5854,1
510	0,616	5857,1	8259,2	13166,0	1841,2	-12322,7	4988,5
515	0,605	5749,5	8282,1	13081,3	1542,0	-12507,3	4130,9
520	0,596	5664,0	8289,8	13003,5	1237,5	-12642,5	3284,6
525	0,589	5599,1	8288,8	12937,6	929,9	-12737,5	2450,3
530	0,584	5553,6	8284,4	12887,7	620,6	-12799,7	1626,7
535	0,582	5526,6	8280,3	12856,6	310,5	-12834,7	811,2
540	0,581	5517,7	8278,7	12846,0	0,0	-12846,0	0,0
545	0,200	1900,6	8280,3	9230,6	-222,9	-9214,9	-582,4
550	0,200	1900,6	8284,4	9234,7	-444,7	-9171,6	-1165,6
555	0,200	1900,6	8288,8	9239,1	-664,1	-9096,2	-1749,8
560	0,200	1900,6	8289,8	9240,1	-879,4	-8983,6	-2334,0
565	0,200	1900,6	8282,1	9232,4	-1088,3	-8827,3	-2915,5
570	0,200	1900,6	8259,2	9209,5	-1287,9	-8619,7	-3489,4
575	0,200	1900,6	8213,1	9163,4	-1474,6	-8352,0	-4048,0
580	0,200	1900,6	8134,5	9084,8	-1643,8	-8016,0	-4580,3
585	0,200	1900,6	8013,0	8963,3	-1790,3	-7604,0	-5072,1
590	0,200	1900,6	7837,6	8787,9	-1908,2	-7110,5	-5505,3
595	0,200	1900,6	7596,5	8546,8	-1991,3	-6533,4	-5859,0
600	0,200	1900,6	7278,4	8228,7	-2033,3	-5875,3	-6109,6
605	0,200	1900,6	6872,3	7822,6	-2028,8	-5144,7	-6232,2
610	0,200	1900,6	6368,5	7318,8	-1973,1	-4357,2	-6202,6
615	0,200	1900,6	5759,4	6709,7	-1863,2	-3536,3	-5998,8
620	0,200	1900,6	5039,8	5990,1	-1698,5	-2712,8	-5604,1
625	0,200	1900,6	4207,8	5158,1	-1480,8	-1924,8	-5009,4
630	0,200	1900,6	3265,0	4215,3	-1215,2	-1215,2	-4215,3
635	0,200	1900,6	2217,2	3167,5	-909,4	-629,8	-3234,7
640	0,200	1900,6	1073,7	2024,1	-573,9	-213,7	-2093,0
645	0,200	1900,6	-151,9	798,4	-221,7	-7,5	-828,6
650	0,200	1900,6	-1443,0	-492,7	132,8	-43,7	508,5
655	0,200	1900,6	-2780,1	-1829,8	474,6	-343,2	1858,9
660	0,200	1900,6	-4141,3	-3191,0	788,5	-912,6	3157,7
665	0,200	1900,6	-5503,6	-4553,3	1060,8	-1742,7	4338,3
670	0,200	1900,6	-6843,3	-5893,0	1279,6	-2807,7	5336,8
675	0,200	1900,6	-8136,9	-7186,6	1435,4	-4066,7	6096,7
680	0,200	1900,6	-9361,5	-8411,2	1522,0	-5465,1	6572,5
685	0,200	1900,6	-10495,8	-9545,5	1536,1	-6938,2	6733,4
690	0,200	1900,6	-11520,3	-10570,0	1478,2	-8414,8	6565,1
695	0,200	1900,6	-12417,4	-11467,1	1351,7	-9821,5	6071,3
700	0,200	1900,6	-13172,3	-12222,0	1163,1	-11087,1	5273,2
705	0,200	1900,6	-13772,4	-12822,1	921,6	-12146,7	4208,8
710	0,200	1900,6	-14208,0	-13257,7	638,4	-12945,5	2930,9
715	0,200	1900,6	-14472,2	-13521,9	326,5	-13442,0	1503,8
720	0,210	1995,6	-14560,8	-13515,4	0,0	-13515,4	0,0

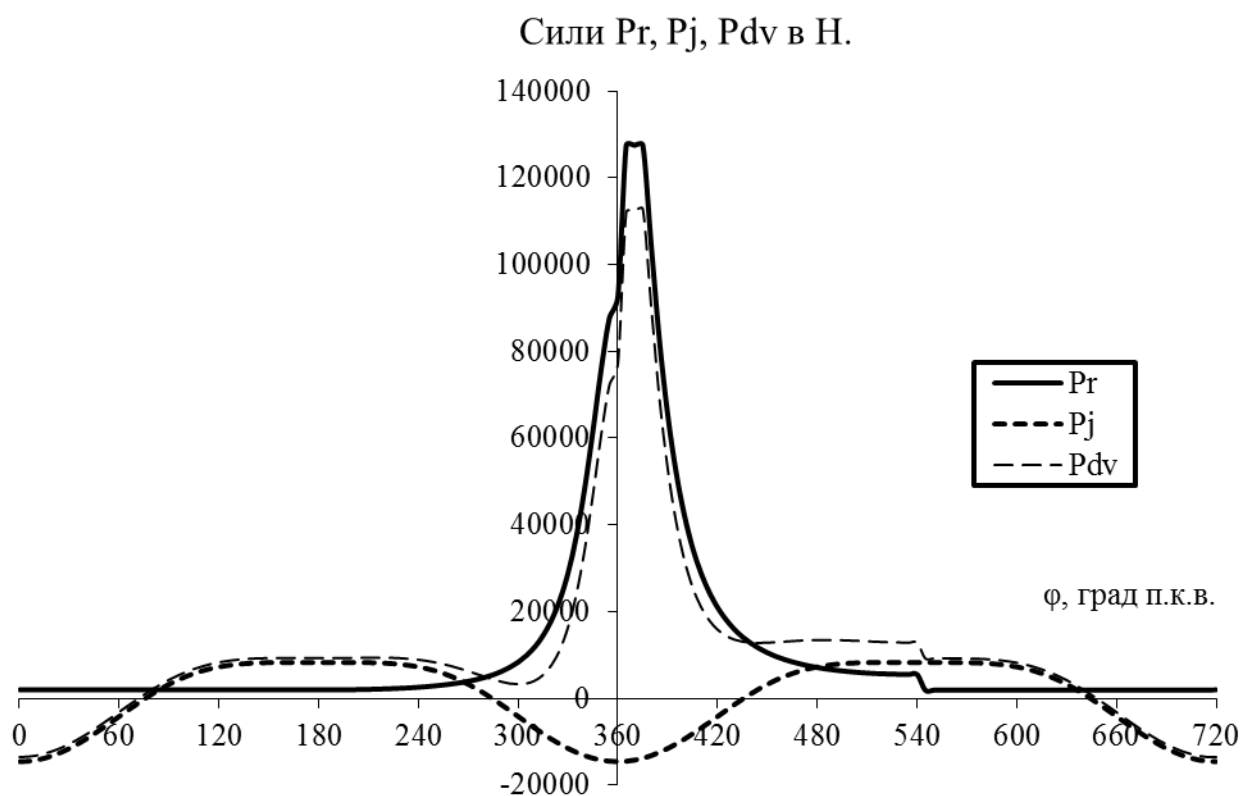


Рисунок 2.6 – Сили P_r , P_j , P_{dv} двигуна типу 4ЧН 11/12,5

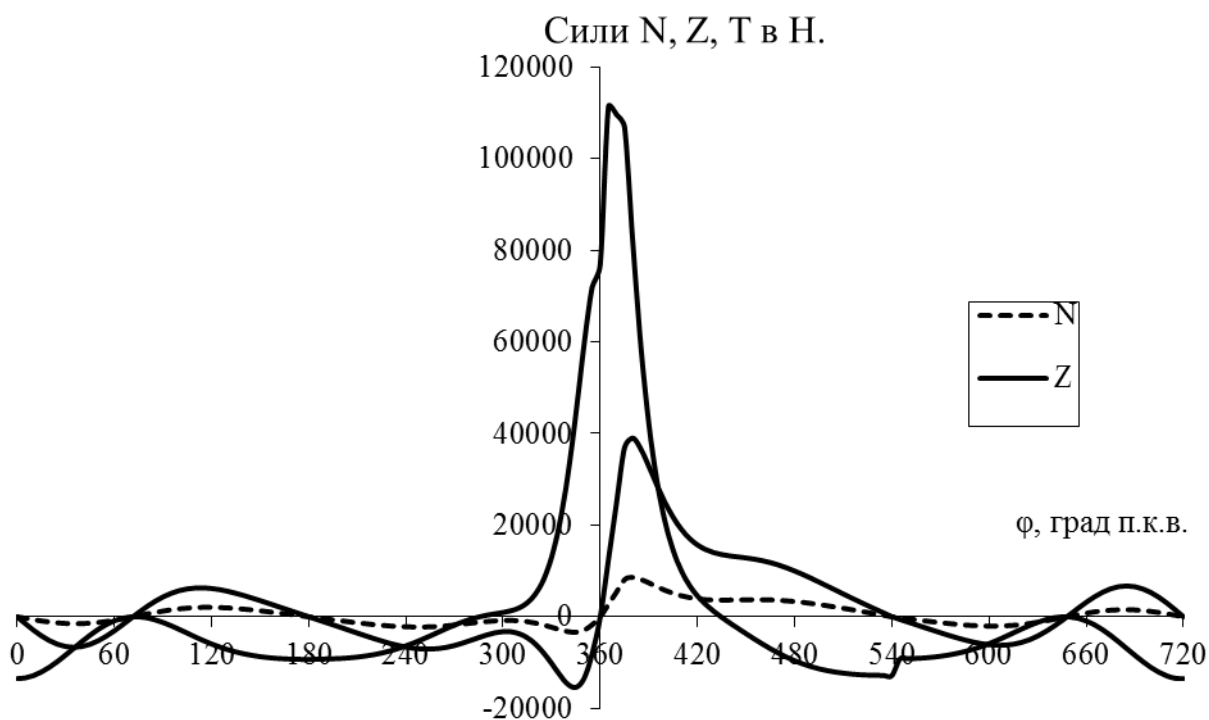


Рисунок 2.7 – Сили N , Z , T двигуна типу 4ЧН 11/12,5

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.05.02.ПЗ

Аркуш

39

Розклавши за рис. 2.5 рушійну силу P_{dv} на складові частини отримаємо пару тангенціальних сил: $T-T'$. Ця пара на плечі кривошипу продукує крутний момент $M_{кр} = f(\varphi)$ двигуна типу 4ЧН 11/12,5, який обчислюється за формулою:

$$M_{кр} = P_{\partial\delta} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot (l_{ш} \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \varphi) = P_{\partial\delta} \cdot r \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = M_{опр}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Сумарна дотична сила $T_{сум}^{\varphi} = f(\varphi)$ двигуна типу 4ЧН 11/12,5 та момент $M_{кр}^{\varphi} = f(\varphi)$ отримується, як:

$$T_{сум.сер} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} \frac{T_{сум.\varphi} \cdot \Delta\varphi}{\varphi_3}, \text{ Н}; \quad M_{кр.сер} = T_{сум.сер} \cdot r, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

де φ_3 – кут заклинки колін двигуна типу 4ЧН 11/12,5.

Для забезпечення рівномірності обертання кут заклинювання для 4-циліндрового ДВЗ становитиме $\varphi_3 = 180^\circ$.

На рис. 2.8 подано залежність $T_{сум}^{\varphi} = f(\varphi)$ двигуна типу 4ЧН 11/12,5, а у таблиці 2.14 розрахункові значення, які виконано у табличній формі з застосуванням Microsoft Excel.

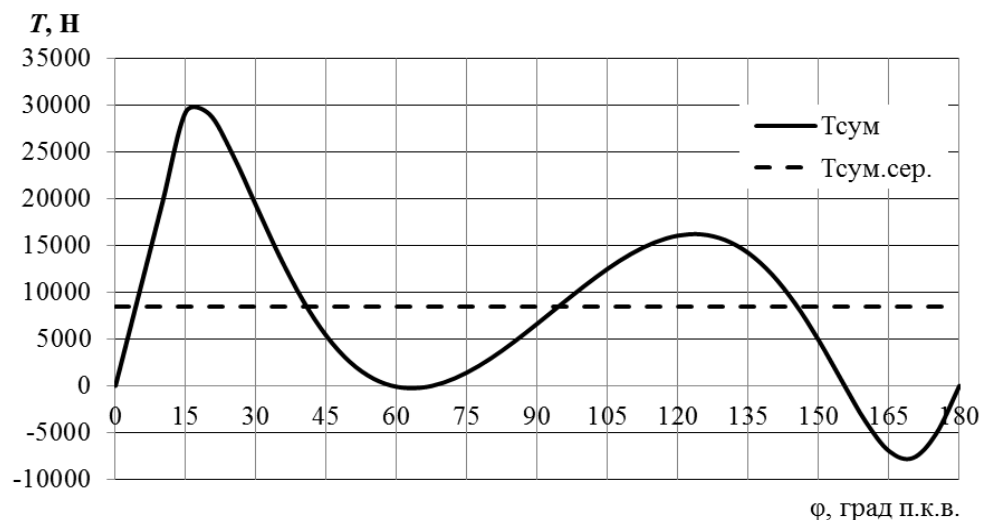


Рисунок 2.8 – Сили $T_{сум}^{\varphi}$, $T_{сум.сер}$ двигуна типу 4ЧН 11/12,5

Таблиця 2.14 – $T_{сум}^{\varphi}$ та $T_{сум.сер}$ двигуна типу 4ЧН 11/12,5

Кут, φ°	Значення $T(\varphi)$ по куту п.к.в., Н			
	1-й цил.	2-й цил.	3-й цил.	4-й цил.
0	0,0	0,0	0,00	0,00
5	-1493,2	-586,3	12462,61	-582,44
10	-2909,9	-1174,6	24831,99	-1165,64
15	-4177,6	-1766,6	37013,39	-1749,80

20	-5232,2	-2362,7	39029,58	-2333,96
25	-6021,0	-2961,8	36642,79	-2915,47
30	-6506,1	-3560,8	32829,66	-3489,38
35	-6666,4	-4154,0	28729,19	-4047,98
40	-6498,3	-4732,5	24935,03	-4580,34
45	-6016,1	-5284,7	21705,53	-5072,08
50	-5250,8	-5795,6	19112,83	-5505,33
55	-4247,8	-6247,5	17131,17	-5859,01
60	-3063,7	-6620,8	15685,77	-6109,59
65	-1762,4	-6895,0	14679,92	-6232,25
70	-410,4	-7050,8	14010,42	-6202,60
75	927,2	-7072,4	13577,00	-5998,82
80	2191,2	-6949,4	13288,45	-5604,14
85	3331,7	-6680,5	13066,54	-5009,37
90	4310,4	-6275,0	12848,29	-4215,33
95	5101,7	-5755,9	12586,88	-3234,68
100	5693,0	-5160,4	12251,22	-2092,96
105	6083,8	-4540,4	11824,45	-828,58
110	6283,1	-3962,0	11301,78	508,45
115	6308,0	-3502,6	10687,74	1858,90
120	6180,1	-3248,5	9993,36	3157,75
125	5924,2	-3289,5	9233,51	4338,34
130	5564,9	-3713,4	8424,56	5336,84
135	5125,9	-4596,9	7582,52	6096,68
140	4628,3	-5991,2	6721,74	6572,51
145	4090,0	-7897,6	5854,07	6733,41
150	3525,4	-10221,6	4988,46	6565,14
155	2945,5	-12693,5	4130,89	6071,27
160	2358,0	-14749,0	3284,57	5273,15
165	1767,8	-15422,8	2450,26	4208,82
170	1177,6	-13465,9	1626,73	2930,92
175	588,4	-8057,0	811,23	1503,81
180	0,0	0,0	0,00	0,00

2.3. Висновки до розділу

Виконано розрахунок робочого циклу двигуна типу 4ЧН 11/12,5, який призначено для встановлення на транспортних засобах. Розраховано та побудовано теоретичні індикаторні діаграм у різних найбільш розповсюджених системах координат: $p - V/V_c$, $T - V/V_c$, $T - S$.

Виконано розрахунок кінематики та динаміки високообертового двигуна типу 4ЧН 11/12,5 за результатами чого встановлені основні діючі сили та побудовано ряд графічних залежностей їх зміни.

РОЗДІЛ 3
РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ
АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ТИПУ 4ЧН 11/12,5

3.1. Основні положення розрахунку на міцність

Розрахунок міцності деталей поршневих двигунів внутрішнього згоряння на сьогоднішній день здійснюється за спрощеним умовним методом. Це зумовлено, насамперед, складністю визначення допустимих напружень у деталях (особливо деталях руху) та певною неточністю в обчисленні діючих сил і робочих розрізів. Більшість основних деталей поршневих двигунів функціонують під впливом постійно змінних навантажень. Тому граничні напруження для цих деталей визначаються, в першу чергу, умовами втомної міцності матеріалу, з якого вони зроблені. Втомна міцність матеріалу деталей поршневих ДВЗ, в свою чергу, залежить не лише від самого матеріалу та його термічної обробки, а й від ряду інших додаткових факторів:

- діапазону можливих коливань напружень, що навантажують деталь;
- контурів і конфігурації навантаженої силами деталі;
- реальних розмірів навантаженої силами деталі;
- стану чистоти обробки поверхонь навантаженої силами деталі;
- форми переходів і з'єднань між стикуючими поверхнями навантаженої силами деталі;
- орієнтації волокон матеріалу щодо навантажень деталі;
- структури матеріалу та його якості поставки.

Врахувати всі вищезазначені фактори, а також багато інших, під час виконання розрахунку на міцність виявляється практично неможливим. Крім того, при розрахунках не можна врахувати швидкість зміни прикладеної сили з часом, тривалість її дії та ступінь пружності всієї розрахункової системи (наприклад, КШМ). Ці фактори вимагають використання єдиної методики для розрахунку на міцність, що в кінцевому підсумку дозволить порівняти напруження в відповідних деталях спроектованого поршневого ДВЗ та оцінити їх характеристики міцності та надійності.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.05.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		42

Отже, форма деталі поршневого двигуна, обрана під час проектування з урахуванням умов її експлуатації та характеру навантаження, повинна бути обов'язково перевірена за допомогою відповідних розрахунків. Іншими словами, необхідно контролювати всі геометричні розміри розроблених і скомпонованих деталей поршневого ДВЗ шляхом виконання розрахунків.

Після проведення необхідних перевірок і внесення відповідних змін до всіх складових частин компоновки вузлів, можна переходити до створення робочих креслень самих деталей. На основі цих креслень здійснюється складання відповідних вузлів та збиральних одиниць, в результаті чого формується загальний вигляд спроектованого поршневого двигуна. Саме така послідовність дій і методика складають основу розробки проекту нового поршневого двигуна.

При цьому, відзначимо, що вибір матеріалів та їх механічних властивостей для спроектованих деталей поршневого двигуна обґрунтовується даними, отриманими в результаті виконаних розрахунків, а також умовами їх навантаження.

3.2. Аналіз матеріалів, які застосовуються для виготовлення колінчастих валів високооберткових ДВЗ

Основним матеріалом для виготовлення колінвалів різних типів поршневих ДВЗ є сталь. Колінвали для двигунів з діаметром робочого циліндру менше 200 мм, як правило, штамнують. Для виготовлення великих колінвалів потужних дизелів заготовки отримують шляхом вільного кування, а в деяких випадках використовують литі сталеві колінвали.

Колінвали, виготовлені шляхом кування для потужних багатоциліндрових поршневих ДВЗ, часто складаються з двох або навіть більшої кількості компонентів, що значно спрощує процес їх виготовлення куванням. Також сучасних ДВЗ застосовується конструкція, в якій колінвал складається з окремих кованих частин – шатунних (мотелевих) і корінних (рамових) шийок, а також щік, що їх з'єднують. У такому випадку з'єднання головних елементів колінвала здійснюється за допомогою гарячої пресової посадки (з великим натягом) корінних і шатунних шийок у щоки колінвалу.

Для виготовлення колінвалів поршневих ДВЗ широко використовуються вуглецеві сталі марок 30, 35 та 40. Вибір цих вуглецевих сталей обумовлений їх механічними властивостями, які залежать від хімічного складу. Слід зазначити, що маркування цих сталей у машинобудуванні здійснюється на основі середнього вмісту вуглецю (С) у сотих частках відсотка. Наприклад, сталь, що має маркування 35, містить від 0,3 до 0,4 % вуглецю (дивись таблицю властивосте табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Фізико-механічні властивості вуглецевої сталі 35

Маркування сталі	Твердість у Н _В	Подовження δ_5 , %	Межа міцності, МПа	Межа текучості, МПа
Сталь-35	180	18	520	300

Окрім зазначених вище вуглецевих сталей, колінвали поршневих ДВЗ виготовляються зі сталі, що має маркування Ст5. За своїми основними фізико-механічними властивостями сталь Ст5 досить наближена до вуглецевої сталі 35 (дивись таблицю 3.1), хоча вона має дещо більше подовження ($\delta_5 > 20\%$). За потреби та вимогою замовника виробники сталей 30, 35 і 40 можуть виготовляти їх з гарантованою необхідною ударною в'язкістю. У такому випадку до маркування сталі додається літера «У» (наприклад, сталь 35У). Усі зразки для колінвалів повинні проходити попередню термічну обробку, а заготовка вибирається завжди вздовж волокон. Термічна обробка зразків колінвалів включає загартування та високий відпуск при температурі 600° С.

Така попередня термічна обробка надає зразкам колінвалів ударної в'язкості не менше 80 Дж/см², 70 Дж/см² та 60 Дж/см² відповідно для зазначених трьох марок сталі. Для "сирих" зразків зазначених трьох марок сталі ударна в'язкість має бути в межах 65...50 Дж/см². Межа втоми (σ_y) для цих вуглецевих сталей після термічної обробки становитиме 200...230 МПа. Відповідно, реальні напруження, що виникають у колінвалу ДВЗ, не повинні перевищувати 200 МПа, внаслідок чого запас міцності дорівнюватиме одиниці (використання таких колінвалів є недопустимим).

Використання різних марок легованих сталей для підвищення жорсткості колінвалів поршневих ДВЗ не дає жодних переваг. Жорсткість колінвалу поршневих

ДВЗ, за умови однакових геометричних розмірів і форми валу, повністю визначається модулем пружності сталі. Зі збільшенням модуля пружності сталі зростає й жорсткість колінвалу ДВЗ. Однак насправді, відзначимо, що модуль пружності для сталей залишається незмінним і не залежить від легування.

Однак леговані сталі різних типів широко використовуються для виготовлення колінвалів у високонавантажених поршневих ДВЗ. Це використання можна пояснити кількома причинами:

– застосування для колінвалів легованих сталей з набагато вищими міцнісними характеристиками у деяких крайніх випадках є єдиним способом, який дозволяє конструкторам двигунів забезпечити значно підвищені вимоги до міцності колінвала високофорсованого двигуна в умовах значного зростання тиску згоряння;

– застосування для колінвалів легованих сталей при збільшенні питомих тисків на вкладиші підшипників може бути покращена зносостійкість шийок (корінних та мотилевих).

Однак не варто значно переоцінювати можливості використання легованих сталей у виробництві деталей поршневих двигунів. Леговані сталі, по суті, демонструють свою високу ефективність лише після проведення термічної обробки, яка покращує їх структуру на всій глибині матеріалу.

Термічна обробка великих колінвалів поршневих судових ДВЗ, що забезпечує суттєве поліпшення структури матеріалу сталі по всьому перетину деталі, є досить складним та відповідальним процесом. Це зумовлено необхідністю використання великих печей та тривалим часом витримки колінвала двигуна в печі. Також при виготовленні колінвалу важливо враховувати, що різні леговані сталі, зокрема такі, як хромонікелеві, мають схильність до утворення флокенів (вони мають вигляд тонких звивистих тріщин, що представляють у зламі плями з поверхнею характерного сріблястого кольору округлої форми), причому ймовірність їх появи зростає зі збільшенням розміру колінвала. Тому колінвали з легованих сталей зазвичай виготовляють з діаметром мотилевих та корінних шийок не більше $d_{ш} = 180\text{мм}$.

Для виготовлення досить великих за розмірами колінвалів доцільно застосовувати сталі марок 30ХМА, 20ХН3А, 40ХН та 40Х (дивися таблицю їх властивостей табл. 3.2).

Таблиця 3.2 – Властивості легованих сталей марок 30ХМА, 20ХН3А, 40ХН

Маркування сталі	Межа текучості, МПа	Подовження δ_5 , %	Ударна в'язкість, Дж/см ²	Межа міцності, МПа	Твердість в відпаленому стані, Н _В
30ХМА	750	12	90	950	229
40ХН	800	10	70	1000	207
20ХН3А	750	11	100	950	241

При додаванні хрому (позначається у маркуванні Х) до сталі її твердість зростає, підвищується зносостійкість та межа міцності, але це може призвести до утворення небажаних ліквацій, волосовин і тріщин. Додавання нікелю (позначається у маркуванні Н) сприяє подрібненню структури сталі, що, в свою чергу, сприятиме покращенню її в'язкості та подовженню. Навіть невелика кількість (0,15...0,25 %) молібдену (позначається у маркуванні М) як легуючої добавки до сталі також призводить до подрібнення її структури, збільшення в'язкості та подовження, а також деякого підвищення межі міцності. Індекс «А», який ставиться в кінці маркування сталі свідчить про знижений вміст шкідливих для якості сталі домішок, таких як сірка, фосфор і мідь, що сприяє поліпшенню фізико-механічних властивостей матеріалу.

Сталь марки 40Х має високу схильність до ліквації (неоднорідність хімічного складу сплавів, що виникає під час їх кристалізації), тому її не слід використовувати як основний матеріал для колінвалів поршневих ДВЗ. Вона може служити альтернативою хромонікелевим сталям. Використання сталі 40Х у колінвалах невеликих поршневих ДВЗ є виправданим. Хромонікелеві сталі широко використовуються для виготовлення колінвалів поршневих ДВЗ, проте їх виробництво потребує ретельного контролю через ризик утворення флокенів.

Сталь, що має маркування 20ХН3А, використовується для виготовлення колінвалів поршневих ДВЗ, призначених для авіації, які піддаються значним навантаженням та перевантаженням. Хромомолібденова сталь з маркуванням 30ХМА рекомен-

дується для колінвалів швидкохідних поршневих двигунів. Ці хромомолібденові сталі, завдяки підвищеній межі міцності, відрізняються високою в'язкістю та хорошими характеристиками при прожарюванні, при цьому не проявляють крихкості під час відпуску, що часто спостерігається у так званих хромонікелевих сталей.

В залежності від режиму обраної термічної обробки колінвалів поршневих ДВЗ змінюються їх фізико-механічні властивості. Наприклад, підвищення температури процесу відпуску може призвести до збільшення в'язкості сталі, але в той же час межа міцності зменшиться. Отже, в залежності від вимог, зазначених у технічних умовах для матеріалу колінвалу ДВЗ, показники міцності можуть дещо відрізнятися від значень, наведених у таблиці – 3.3.

Таблиця 3.3 – Характеристика матеріалу колінвалів поршневих ДВЗ згідно з практичними даними процесу їх термічної обробки

Межа текучості, МПа	Подовження δ_5 , %	Межа міцності, МПа	Ударна в'язкість, Дж/см ²
550-700	14-10	750-900	140-100

Твердість металу колінвалів поршневих ДВЗ можна значно підвищити шляхом загартування, що безперечно суттєво вплине на інші характеристики, зокрема спричинить зниження ударної в'язкості такої сталі та її подовження. Підвищена твердість є потрібним лише на поверхнях шийок (корінних та мотилевих) колінвалу, що у такому разі дозволить збільшити моторесурс поршневого двигуна та застосувати для виготовлення підшипників антифрикційних сплавів. Зараз на виробництві для підвищення твердості шийок колінвалу використовують поверхневе загартування, яке змінює структуру самої сталі на невеликій глибині від 1,5 до 3,0 мм. Для цього на виробництві використовують високочастотне загартування. Також може бути застосоване швидке нагрівання шийки колінвалу прямим киснево-ацетиленовим полум'ям з швидким подальшим охолодженням поверхні.

Для відповідальних колінвалів високофорсованих ДВЗ використовують сталь, яка маркується, як 38ХМЮА (дивись таблицю властивостей табл. 3.4).

Таблиця 3.4 – Властивості сталі марки 38ХМЮА

Межа міцності, МПа	Подовження δ_5 , %	Межа текучості, МПа	Ударна в'язкість, Дж/см ²
1000	15	800	90

Легування сталей для колінвалів поршневих ДВЗ алюмінієм (який позначається у маркуванні, як Ю) дозволяє проводити азотування, що суттєво підвищує поверхневу твердість шийок колінвалу. У цьому випадку твердість шийок колінвалів коливається в межах від 70 до 75 одиниць за шкалою R_c . Оскільки технологічний процес азотування здійснюється при температурах нижче за 600 °С, концентрація напружень у переходах поверхонь колінвалу є мінімальною. Відповідно, можлива втрата довжини робочої поверхні шийок колінвалу на радіуси потрібних заокруглень (галтелей) також залишається незначною. Переходи та радіуси заокруглень (галтелей) для колінвалів, виготовлених зі сталі яку маркують 38ХМЮА, можуть становити десь від 2,0 до 3,0 мм. Ударна в'язкість сталі 38ХМЮА після її термообробки наближається до верхньої межі значення. Однак використання сталі 38ХМЮА обмежене через її високу вартість, невеликі розміри початкової заготовки (тобто колінвал повинен мати невеликі розміри) та значні витрати на процес азотування. Для сталі 38ХМЮА межа втоми σ_y становить від 280 до 320 МПа.

Під час технологічного процесу термічної обробки деталі основним завданням є досягнення максимальної ударної в'язкості та межі втоми колінвалу поршневого ДВЗ. Наступне поверхнєве загартування шийок колінвалу поршневого ДВЗ є важливим етапом технології виготовлення. Таким чином, порівнюючи межу втоми вуглецевих і легованих сталей, які рекомендовано для виготовлення колінвалів, можна зробити такі висновки:

1. Допустимі напруги для деталей поршневих ДВЗ, зроблених з рекомендованих легованих сталей, можуть бути підвищені від 20 до 25 % у порівнянні з рекомендованими вуглецевими сталями, а в окремих випадках навіть до 50 %.
2. Відносна деформація колінвалів поршневих ДВЗ в такому випадку зростатиме прямо-пропорційно до рівня діючих напружень.

					КРБ.142.4227зст.25.05.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		48

Також при проектуванні та виготовленні колінвалів поршневих ДВЗ застосовуються деякі марки чавуну. Виконані дослідження основних властивостей рекомендованих марок чавуну та порівняння їх з отриманими результатами випробувань сталі (дивися таблицю – 3.5) дозволяють зробити такі висновки:

1. Межі втоми валів зроблених зі сталі та чавуну при однаковій формі є досить близькими.
2. Наявність різного роду пошкоджень поверхонь колінвалів зроблених з чавунна (подряпини чи навіть надрізи) не мають впливу на величину межі втоми.
3. Завдяки своїй високій циклічній в'язкості, а також нижчому модулю пружності колінвали виготовлені з чавуну при дії змінних навантажень демонструють значно більшу надійність у порівнянні зі стальними.
4. Зі збільшенням межі міцності колінвали виготовлені з чавуну зменшується їх циклічна в'язкість та відповідно нечутливість до присутніх поверхневих пошкодженнях.

Таблиця 3.5 – Порівняння чавуну та сталі

№ з.п.	Основні властивості	Чавун	Сталь
1.	Міцність на розрив	Середня	Хороша
2.	Подовження	Досить мале	Хороша
3.	Циклічна в'язкість в %	40	20
4.	Чутливість до надрізів	Низька	Висока

3.3. Розрахунок колінчастого валу автомобільного високообертового двигуна типу 4ЧН 11/12,5

Колінвал поршневого ДВЗ піддається впливу сил, які виникають внаслідок тиску газів при згорянні та інерційних навантажень, що викликані рухомими частинами самого КШМ – поршнем, шатуном та іншими деталями. Під час роботи поршневого двигуна інерційні сили періодично змінюють навантаження на колінвал. У разі, якщо напрямок сили інерції протилежний тиску газів у робочому циліндрі двигуна, колінвал зазнає розвантаження. У випадку, коли напрямки цих сил збігаються (мають однаковий знак), колінвал отримує додаткове навантаження. Сила інерції, що виникає від рухомих мас, пропорційна квадрату обертів колінвалу, тому зміна шви-

дкості роботи самого поршневого ДВЗ впливає на характер навантаження на його колінвал. Наприклад, при зменшенні частоти обертів поршневого ДВЗ амплітуда коливань діючих сил зростає. Суднові поршневі ДВЗ функціонують при змінних обертах, що супроводжується відносно невеликими інерційними силами. Тому розрахунок колінвала таких поршневих ДВЗ здійснюється, виходячи з найгірших умов експлуатації такого двигуна, без врахування таких інерційних сил. У свою чергу, у високооборотних автомобільних дизельних двигунах, навіть при досить низьких значеннях максимального тиску згоряння, інерційні сили можуть бути дуже значними і перевищувати значення $0,5 \cdot p_z$. У такому випадку, інерційні сили фактично є ключовими при проведенні розрахунків колінвала на міцність.

Швидкохідні дизельні поршневі двигуни відрізняються високим тиском згоряння у циліндрі p_z та значними інерційними силами, що виникають від рухомих мас. Тому при розрахунках необхідно враховувати всі сили, що діють у дизельному двигуні. Ця ж тенденція спостерігається і в авіаційних поршневих двигунах. Під час запуску поршневих ДВЗ інерційні сили є досить малими та незначними, тоді як максимальний тиск згоряння є значним (перші утворені спалахи ще холодного двигуна зазвичай генерують значне підвищений максимального тиску). Тому при розрахунках на міцність і проектуванні колінвалу поршневого ДВЗ враховувати цей режим його роботи. Розрахункову модель колінвалу багатициліндрових поршневих ДВЗ можна представити у вигляді балки з численними опорами, яка піддається навантаженням, величина та напрямок яких постійно змінюються в залежності від кута обертання колінчастого валу дизеля. При виконанні практичних розрахунків однорядних поршневих ДВЗ розміри колінвалу обов'язково перевіряються в трьох його критичних положеннях:

1. У верхній мертвій точці, де радіальне зусилля від рушійної сили досягає свого максимального значення, що дорівнює максимальному тиску згоряння у циліндрі, при цьому вважаючи, що сили інерції складають $P_j = 0$ (умови запуску дизеля).

2. У положенні колінвалу, яке відповідає максимальному значенню тангенціального зусилля від рушійної сили розрахункового коліна колінвалу (при цьому сили інерції враховуються за умови номінальної частоти обертання дизеля).

3. У положенні колінвалу поршневого ДВЗ, що характеризується максимальним значенням тангенціального зусилля від рушійної сили для всього двигуна (сили інерції у цьому випадку також враховуються за умов максимального числа обертів колінвалу двигуна).

У подібних ситуаціях, коли проміжні положення колінвалу поршневого ДВЗ можуть призводити до ускладнених умов експлуатації (наприклад, у V-подібних виконаннях КШМ або у швидкохідних поршневих ДВЗ з значними інерційними силами), перевірка міцності колінвалу проводиться через кожні 10 або 20° кута його повороту. Як ще було зазначено раніше, розрахункову модель колінвалу поршневого ДВЗ можна представити у вигляді багатоопорної балки. Однак точність цього розрахунку є досить умовною, оскільки рама (остов) поршневого ДВЗ не є абсолютно жорсткою конструкцією, і деформація остову суттєво впливає на значення величини згинаючих моментів, що діють на колінвал дизеля. У розрахунках колінвалу поршневого ДВЗ припускається, що коліно колінвалу також є абсолютно жорстким, що насправді є значним відхиленням від дійсності його функціонування.

Одеже, саме тому, при розрахунку колінвалу поршневого ДВЗ, зазвичай здійснюються аналіз лише одного з найбільш навантажених колін колінвалу, яке спирається на дві сусідні опори, а інші частини колінвалу залишаються поза увагою. Такий підхід до розрахунків дозволяє зменшити похибку отриманих результатів в порівнянні з методом розрахунку колінвалу нерозрізної схеми. В результаті моделювання, розрахункові напруги вигину виявляються дещо вищими, що робить такий розрахунок більш надійним (виникає певний запас). Відповідно до сказаного вище, основні принципи розрахункової схеми колінвалу поршневого ДВЗ можна сформулювати так:

1. Визначається найбільш навантажене коліно колінвалу поршневого ДВЗ.
2. Частина колінвалу між двома сусідніми підшипниками вільно спирається на опори (тобто колінвал розглядається як певна балка, що підтримується на двох опорах).
3. Опори та точки прикладання (дії) зовнішніх сил розташовані на середніх площинах підшипників колінвалу поршневого ДВЗ.

4. Розрахункове коліно колінвалу вважається абсолютно жорстким (не має додаткових деформацій).

Розрахунок колінвалу автомобільного високообертового двигуна типу 4ЧН 11/12,5 виконується у середовищі розрахунку та програмування MathCAD (середовище для математичного програмування), а усі отримані результати розрахунку колінвалу дизеля подані у таблицях 3.6, 3.7. Розрахункова схема колінчастого валу автомобільного високообертового двигуна типу 4ЧН 11/12,5 подана на рис. 3.1.

Таблиця 3.6 – Вихідні дані для розрахунку колінвалу автомобільного високообертового двигуна типу 4ЧН 11/12,5

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Діаметр циліндра двигуна	$D_{ц}$, м	0,110
2	Радіус кривошипа двигуна	r , м	0,0625
3	Частота обертання двигуна	n , хв^{-1}	2400
4	Максимальний тиск згоряння двигуна	P_z , МПа	13,415
5	Максимальна абсолютна сила інерції	P_j , МПа	1,53221
6	Дотична сила при P_z	T^z , МПа	1,3114346
7	Максимальна дотична сила	T_{max} , МПа	4,1070641
8	Максимальна радіальна сила	Z_{max} , МПа	11,722403

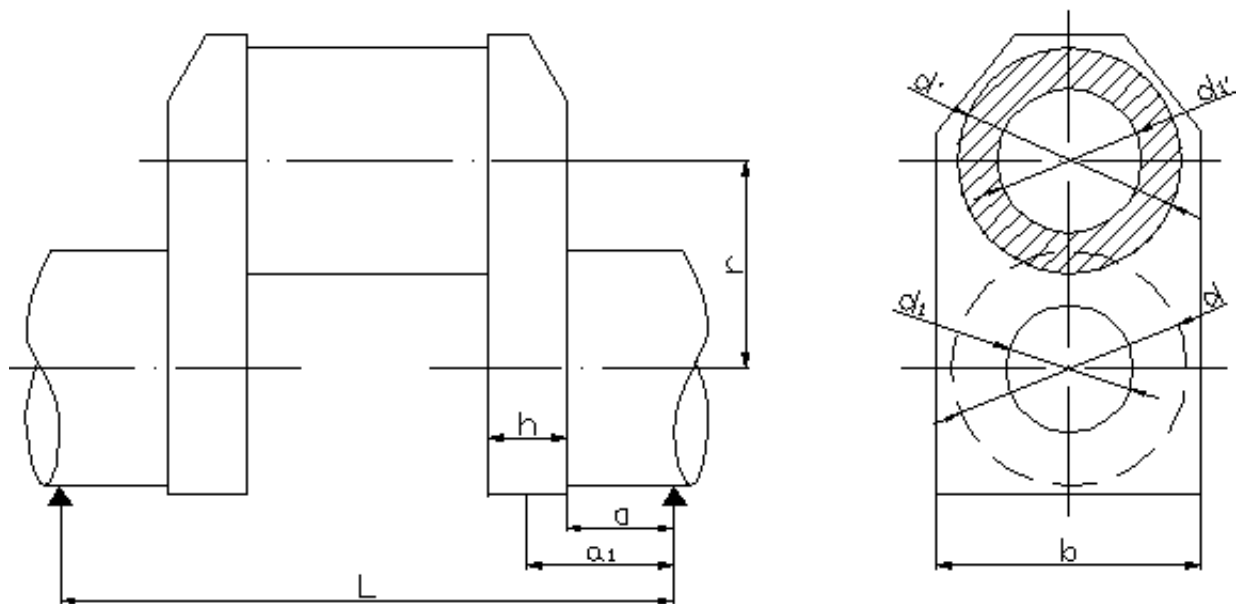


Рисунок 3.1 – Схема колінвалу автомобільного високообертового двигуна типу 4ЧН 11/12,5

Таблиця 3.7 – Результати розрахунку колінвалу автомобільного високообертового двигуна типу 4ЧН 11/12,5

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
Основні конструктивні параметри				
1	Діаметр корінної шийки зі сторони відбору потужності	d_k , мм	–	88,00
2	Довжина корінної шийки зі сторони відбору потужності	l_k , мм	–	60,00
3	Діаметр корінної шийки зі сторони протилежної відбору потужності	d'_k , мм	–	88,00
4	Довжина корінної шийки зі сторони протилежної відбору потужності	l'_k , мм	–	58,00
5	Діаметр шатунної шийки	$d_{ш}$, мм	–	88,00
6	Довжина шатунної шийки	$l_{ш}$, мм	–	52,00
7	Товщина щоки	h , мм	–	36,00
8	Ширина щоки	b , мм	–	155,00
9	Відстань між серединами корінних шийок	L , мм	–	182,00
10	Відстань від середини корінної шийки до середини щоки з сторони відбору потужності	a_1 , мм	–	48,00
11	Відстань від середини корінної шийки до середини щоки з сторони протилежної відбору потужності	a'_1 , мм	–	47,00
12	Відстань від середини корінної шийки до щоки з сторони відбору потужності	a , мм	–	30,00
13	Відстань від середини корінної шийки до щоки з сторони протилежної відбору потужності	a' , мм	–	29,00
14	Діаметр отвору в корінній шийці	d_{k1} , мм	–	7,00
15	Діаметр отвору в мотилевій шийці	$d_{ш1}$, мм	–	7,00
Розрахунок рамової шийки з боку відбору потужності				
1	Згинаючий момент на корінній шийці	Н·мм	$M_{u1} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a$	$1,912 \cdot 10^6$
2	Момент опору шийки	мм ³	$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k}$	$6,814 \cdot 10^4$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_u := \frac{M_{u1}}{W}$	28,063

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.05.03.ПЗ

Аркуш

53

4	Момент, який скручує шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	778,936
5	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := 2 \cdot W$	$1,363 \cdot 10^5$
6	Напруга від кручення	МПа	$\tau_k := \frac{M_k}{W_n}$	$5,715 \cdot 10^{-3}$
7	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	28,063
Розрахунок рамової шийки з боку протилежного відбору потужності				
1	Згинаючий момент на корінній шийці	Н·мм	$M_{u2} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a'$	$1,869 \cdot 10^6$
2	Момент опору шийки	мм ³	$W' := 0.1 \cdot d'_k{}^3$	$6,815 \cdot 10^4$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma'_u := \frac{M_{u2}}{W}$	27,426
4	Момент, який скручує шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1299,519
5	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W'_n := 2 \cdot W'$	$1,363 \cdot 10^5$
6	Напруга від кручення	МПа	$\tau'_k := \frac{M_k}{W'_n}$	$9,535 \cdot 10^{-3}$
7	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma'_c := \sqrt{\sigma'_u{}^2 + 4 \cdot \tau'_k{}^2}$	27,426
Розрахунок щоки коліна				
1	Згинаючий момент від реакції P_z на плече a_1	Н·мм	$M_u = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a_1$	$3,060 \cdot 10^6$
2	Момент опору щоки	мм ³	$W := \frac{b \cdot h^2}{6}$	$3,348 \cdot 10^4$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_u := \frac{M_u}{W}$	91,389
4	Згинаючий момент від тангенціальної сили	Н·мм	$M'_u := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1299,519
5	Момент опору щоки	мм ³	$W' := \frac{h \cdot b^2}{6}$	$1,442 \cdot 10^5$
6	Напруга від згинання	МПа	$\sigma'_u := \frac{M'_u}{W'}$	$9,015 \cdot 10^{-3}$
7	Напруга від стиску силою $P_z/2$	МПа	$\sigma_{cm} := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h}$	11,424
8	Сумарне навантаження в щьоці	МПа	$\sigma_\Sigma := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{cm}$	102,821
Розрахунок мотилевої шийки				

1	Згинаючий момент від сили P_z	Н·мм	$M := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l_{\text{ш}}}{4}$	$1,657 \cdot 10^6$
2	Момент опору шийки	мм ³	$W_{\text{ш}} := 0.1 \cdot \frac{d_{\text{ш}}^4 - d_{\text{ш}1}^4}{d_{\text{ш}}}$	$6,814 \cdot 10^4$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{\text{ш}} := \frac{M}{W}$	24,322
4	Момент скручування шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1299,519
5	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_{\text{п.ш}} := 2 \cdot W$	$1,363 \cdot 10^5$
6	Напруга від кручення	МПа	$\tau_k := \frac{M_k}{W_{\text{п.ш}}}$	$9,535 \cdot 10^{-3}$
7	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma_{\text{ш.с}} := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	24,322

**Розрахунок колінчатого валу в другому положенні.
Розрахунок рамової шийки з боку відбору потужності.**

1	Згинаючий момент на корінній шийці від реакцій T та Z	Н·мм	$M_{1u} = T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a$	585461,029
2	Максимальне абсолютне значення дотичної сили	Н·мм	$M_{2u} = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a$	$1,671 \cdot 10^6$
3	Сумарний згинаючий момент	Н·мм	$M_{\text{ш.с}} := \sqrt{M_{1u}^2 + M_{2u}^2}$	$1,771 \cdot 10^6$
4	Момент опору шийки	мм ³	$W_k := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k}$	$6,814 \cdot 10^4$
5	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{\text{ш.с}} := \frac{M_u}{W}$	25,984
6	Момент скручування шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1299,519
7	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_{\text{п.ш}} := 2 \cdot W$	$1,363 \cdot 10^5$
8	Напруга від кручення	МПа	$\tau_k := \frac{M_k}{W_{\text{п.ш}}}$	$9,535 \cdot 10^{-3}$
9	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma_{\text{ш.с}} := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	25,2984

Розрахунок щоки коліна

1	Згинаючий момент від реакції Z на плече a_1	Н·мм	$M_{\text{ш.с}} = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a_1$	$2,674 \cdot 10^6$
2	Момент опору щоки	мм ³	$W := \frac{b \cdot h^2}{6}$	$3,348 \cdot 10^4$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{\text{ш.с}} := \frac{M_u}{W}$	79,858

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227 зм. 25.05.03.ПЗ

Аркуш

55

4	Згинаючий момент від тангенціальної сили	Н·мм	$M'_{\text{ш}} := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1299,519
5	Момент опору щоки	мм ³	$W' := \frac{h \cdot b^2}{6}$	$1,442 \cdot 10^5$
6	Напруга від згинання	МПа	$\sigma'_{\text{ш}} := \frac{M_u}{W'}$	$9,015 \cdot 10^{-3}$
7	Напруга від стиску силою Z/2	МПа	$\sigma_{\text{см}} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h}$	9,982
8	Сумарне навантаження в щоці	МПа	$\sigma_{\Sigma} := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{\text{см}}$	89,849
9	Момент від скручування щоки силою T на плечі a ₁	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a_1$	$4,990 \cdot 10^5$
10	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := \frac{2}{9} \cdot b \cdot h^2$	$4,464 \cdot 10^4$
11	Максимальна напруга на середині широкої сторони щоки	МПа	$\tau'_{\text{ш}} := \frac{M_k}{W_n}$	11,179
12	Складне навантаження на середині щоки	МПа	$\sigma'_{\text{с}} := \sqrt{(\sigma'_u + \sigma_{\text{см}})^2 + 4 \cdot \tau'_{\text{ш}}^2}$	12,022
13	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := \frac{2}{9} \cdot h \cdot b^2$	$1,922 \cdot 10^5$
14	Максимальна напруга для вузької сторони щоки	МПа	$\tau''_{\text{ш}} := \frac{M_k}{W_n}$	2,596
15	Складне навантаження на середині щоки	МПа	$\sigma''_{\text{с}} := \sqrt{(\sigma'_u + \sigma_{\text{см}})^2 + 4 \cdot \tau''_{\text{ш}}^2}$	10,498

Розрахунок мотилевої шийки

1	Шийка згинається моментами у взаємно-перпендикулярних площинах від T	Н·мм	$M'_{\text{ш}} := \frac{T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4}$	$1,776 \cdot 10^6$
2	Шийка згинається моментами у взаємно-перпендикулярних площинах Z	Н·мм	$M'_{\text{ш}} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4}$	$5,069 \cdot 10^6$
3	Сумарний згинаючий момент	Н·мм	$M_{\text{ш}} := \sqrt{M'^2_{\text{ш}} + M'^2_{\text{ш}}}$	$7,168 \cdot 10^6$
4	Момент опору шийки	мм ³	$W_{\text{ш}} := 0.1 \cdot \frac{d_{\text{ш}}^4 - d_{\text{ш}1}^4}{d_{\text{ш}}}$	$6,814 \cdot 10^4$
5	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{\text{ш}} := \frac{M_u}{W}$	105,196
6	Момент, що скручує шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1299,519
7	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := 2 \cdot W$	$1,363 \cdot 10^5$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227 зм. 25.05.03.ПЗ

Аркуш

56

8	Напруга від кручення	МПа	$\tau_k := \frac{M_k}{W_n}$	$9,535 \cdot 10^{-3}$
9	Складне навантаження на шийці		$\sigma_{\text{ск}} := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	105,196

Автомобільний високообертовий двигун типу 4ЧН 11/12,5 є форсованим за наддувом дизелем малих габаритів ($D_{\text{ц}} < 200$ мм), що надає можливість застосувати для виготовлення його колінчастого валу легованої сталі високої якості. Для колінвалів поршневих ДВЗ зроблених із легованої сталі напруження на його кривошипних і корінних шийках валу допускаються до рівня у 120 МПа, а в його щоках, що з'єднують шийки (за умов перекритих шийок) – 135 МПа. У нашому випадку, за умов високих значень напружень, для запобігання збільшення маси валу (при збільшенні розмірів шийок та щік) рекомендується застосувати якісну леговану сталь марки 38ХМЮА. Ця легована сталь забезпечує витримку напружень валом до 140...150 МПа.

3.4. Висновки до розділу

У розділі виконано аналіз матеріалів для виробництва, а також умов роботи і навантаження колінвалів двигунів різних типів та розмірів. Здійснено розрахунок на міцність колінвалу автомобільного високообертового дизеля типу 4ЧН 11/12,5. За результатами виконаних розрахунків було рекомендовано, для забезпечення потрібної міцності без збільшення розмірів та маси колінвалу, застосувати для виготовлення валу леговану сталь марки 38ХМЮА, яка надійно забезпечує витримку напружень від 140 до 150 МПа. При заданій конструкції колінвалу високообертового двигун типу 4ЧН 11/12,5 та за умов його застосування на двигуні усі його напруги знаходяться у допустимих межах з достатнім запасом міцності.

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВЗ

4.1. Аналіз заходів з техніки безпеки під час ремонту і технічного обслуговування автотранспортних засобів з ДВЗ

Високообертний дизель типу 4ЧН 11/12,5 може бути встановлений на вантажних автомобілях, автобусах, що мають повну масу до 12 тонн та самоскидах. Крім того, дизеля типу 4ЧН 11/12,5 та їх наявні модифікації виробляються для тракторів класу 14 ... 20 кН тяги, а також для сільськогосподарських, лісових агрегатів і промислових машин. Тому метою цього розділу є розробка заходів для ремонтування й технічного обслуговування (ТО) автотранспортних засобів, оснащених двигунами цього типорозміру.

При виконанні ремонтування та проведенні ТО автомобілів з двигунами внутрішнього згоряння потрібно знати й враховувати такі шкідливі і небезпечні виробничі фактори:

- рухомі частини (як обертові так і ті, що рухаються поступово);
- падіння важких елементів транспорту або деталей самого ДВЗ;
- напруга в електричному контурі ланцюгу електричного живлення;
- висока температура елементів (деталей) двигуна та повітря в робочій зоні;
- шорсткості поверхонь деталей, гострі краї задирки тощо;
- слабе освітлення зони виконання робіт;
- отруйні, подразнюючі та токсичні речовини, що застосовують при ремонті;
- займисті речовини та гази (що може призвести до пожежі);
- підвищений рівень шуму;
- підвищена запиленість повітря робочої зони.

Загальні вимоги охорони праці

1. Під час виконання ремонту і технічного обслуговування вантажних автомобілів або тракторів з ДВЗ працівник повинен виконувати свої прямі обов'язки відповідно до вимог наявної інструкції та її положень.

					КРБ.142.4227зст.25.05.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		58

2. До роботи по виконанню ремонту і технічного обслуговування вантажних автомобілів або тракторів з ДВЗ допускаються особи не молодше 18 років, які при цьому пройшли медичний огляд (та мають відповідну довідку), перевірку знань вимог безпеки праці в установленому порядку і одержали офіційний допуск до самостійної трудової діяльності.

3. Під час виконання ремонту і технічного обслуговування вантажних автомобілів або тракторів з ДВЗ працівник повинен мати мінімум II-гу групу з електробезпеки.

4. Під час виконання ремонту і технічного обслуговування вантажних автомобілів або тракторів з ДВЗ працівник повинен чітко знати і дотримуватися усіх вимог з охорони праці, пожежної безпеки, а також виробничої санітарії.

5. Під час виконання ремонту і технічного обслуговування вантажних автомобілів або тракторів з ДВЗ працівник має чітко виконувати вимоги пожежної безпеки.

6. Роботи з транспортним засобом повинні проводитися лише відповідно до технічної документації фірми-виробника з відповідними рекомендаціями, щодо технологічного процесу.

7. При виконанні ремонту і технічного обслуговування вантажних автомобілів або тракторів з ДВЗ працівник має проходити відповідне навчання з охорони праці у вигляді наступного:

- вступного інструктажу;
- первинного інструктажу на самому робочому місці;
- повторного інструктажу (у встановлені терміни);
- позапланового інструктажу (у разі потреби чи порушень);
- цільового інструктажу (у разі наявності змін у роботі);
- спеціального навчання в обсязі особливої програми підготовки за професією працівника, яка вміщує в себе питання охорони праці та вимоги посадових обов'язків за напрямком роботи.

8. Перед допуском до виконання самостійної роботи працівник повинен пройти стажування під керівництвом та наглядом досвідченого спеціаліста.

					КРБ.142.4227зст.25.05.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		59

9. Під час виконання ремонту і технічного обслуговування вантажних автомобілів або тракторів з ДВЗ працівник повинен:

- виконувати роботу, яка входить до його прямих обов'язків чи доручення начальника, за умови, що працівник навчений усім правилам безпечного виконання покладеної на нього роботи;
- застосовувати лише безпечні прийоми виконання поставлених робіт;
- уміти надавати першу невідкладну допомогу потерпілим співробітникам.

10. Чітко дотримання правил внутрішнього розпорядку. Працівник зобов'язаний чітко додержуватися усіх правил внутрішнього трудового розпорядку, що діють на даному підприємстві, та графіку роботи, якими передбачено: час початку і закінчення роботи; встановлені нормами перерви для відпочинку та харчування (обідня перерва); порядок надання календарних днів законного відпочинку; чергування змін роботи та інші важливі питання планування робочого часу.

11. Під час виконання ремонту і технічного обслуговування вантажних автомобілів або тракторів з ДВЗ працівник зобов'язаний чітко дотримуватися режимів праці та режиму відпочинку. Тривалість щоденної роботи, перерв для здійснення відпочинку та приймання їжі (обідня перерва) визначається відповідними нормами. Час початку робіт і закінчення, час та місце для здійснення відпочинку й харчування встановлюються за графіками встановленими керівником підрозділів. Кожний працівник має виходити на робоче місце своєчасно, відпочивши та підготовленим до праці.

12. Перелік спеціального одягу та спеціального взуття, а також засобів індивідуального захисту, які надаються працівникам встановлюються правилами та нормами з урахуванням специфіки виконаних дій.

До переліку професійних ризиків і небезпек, що становлять загрозу життю та здоров'ю працівників, при виконанні робіт з ремонту і технічного обслуговування вантажних автомобілів або тракторів з ДВЗ можуть виникнути такі ризики:

- небезпека падіння через можливу втрату рівноваги, у тому числі при спотиканні чи підслизуванні, при пересуванні по слизьких чи змочених підлогах;

					КРБ.142.4227зст.25.05.04.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– небезпека падіння спричинена раптову появу на шляху працівника великого перепаду висоти;

– небезпека удару;

– небезпека бути вколотим чи проткнутим унаслідок дії певних видів перешкод, які можуть впливати на життя чи здоров'я працівників.

Усі операції технічного обслуговування, за винятком операцій, що обумовлюються заводськими інструкціями з експлуатації, повинні виконуватися за умови зупиненого двигуна і вимкненого вала відбору потужності.

Під час технічного обслуговування педаль гальма слід встановлювати в загальмоване положення і блокувати засувкою.

Агрегат технічного обслуговування має бути розміщений на горизонтальному майданчику в найзручнішому по відношенню до обслуговуваної машини місці, загальмований і заземлений.

Перед виконанням операцій технічного обслуговування і ремонту деталі, вузли та агрегати слід очистити від забруднень. Під час очищення машин стисненим повітрям необхідно користуватися захисними окулярами і респіратором, а струмінь повітря направляти від себе.

Перед піддомкращуванням машину слід розмістити на рівному горизонтальному майданчику, під основу домкрата укласти дерев'яні підкладки з розміром, який не допускає утоплення домкрата в ґрунті, поруч із домкратом установити надійну підставку, що забезпечує стійкість машини.

Роботи з ТО, усунення несправностей очищенням і миттям виконуються за вимкненого дизеля і загальмованих коліс.

Необхідно проявляти особливу обережність під час розбирання гідромеханічного акумулятора (під час складання пружина стиснута із зусиллям 2000 Н). Забороняється проводити перевірку електрообладнання методом замикання генератора на масу.

Усі ремонтні роботи, пов'язані із застосуванням електрозварювання безпосередньо на транспорті, виконують за вимкненого вмикача «Маса». Під час об-

					КРБ.142.4227зст.25.05.04.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

слуговування акумуляторних батарей слід пам'ятати, що сірчана кислота (компонент електроліту) під час потрапляння на шкіру викликає опік.

Застосовуючи гайкові ключі потрібно користуватися такими, що відповідають розмірам гайок, гвинтів, болтів. Не можна користуватися ключами, що мають тріщини.

Забороняється:

- працювати з несправною лебідкою вантажопідйомного пристрою;
- вносити зміни в схеми електрообладнання;
- користуватися відкритим вогнем;
- відкручувати і підтягувати штуцери та гайки маслопроводів і шлангів при працюючому двигуні;
- користуватися випадковими підставками;
- зливати гарячу воду і масла із систем, коли двигун працює.

4.2. Розрахунки рівня шуму автомобільного двигуна 4ЧН 11/12,5

Шум, поряд із забрудненням повітря, став достатньо серйозною проблемою, викликаною технічним розвитком і стрімким розвитком транспортної інфраструктури в Україні. Шум негативно впливає, як на самого водія (знижує увагу, погіршує слух, сприяє втомлюваності та інше) так і оточуючих на вулицях міст людей. У транспортному засобі джерелом надмірного шуму є саме його силовий агрегат – двигун. Відповідно до цього оцінка рівня шуму є важливою складовою оцінки сучасного двигуна.

Рівень шуму від автомобільного дизельного високообертового двигуна типу 4ЧН 11/12,5 можна визначити так:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right]$$

де n_n – номінальна частота (2400 хв⁻¹); n – робоча частота (1400 хв⁻¹); N_e – номінальна потужність (100 кВт).

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(2400 + 100^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{1400}{2400}\right) \right] = 80,8 \text{ дБ}$$

					КРБ.142.4227зст.25.05.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		62

Рівень шуму дизеля 4ЧН 11/12,5 згідно норм (рис. 4.1) вкладається у встановлені значення.

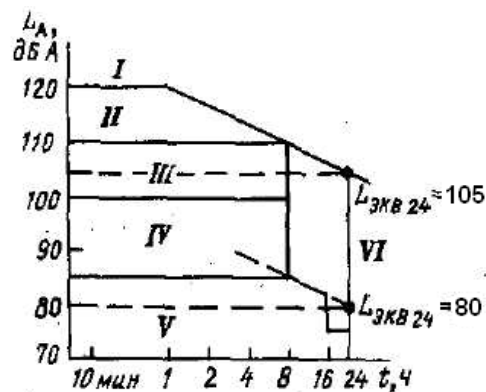


Рисунок 5.1 – Припустимі зони шуму

Рівень вібрації від автомобільного дизельного високообертового двигуна типу 4ЧН 11/12,5 можна визначити так:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right)$$

де m – маса ДВЗ 4ЧН 11/12,5 (545 кг).

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{2400 \cdot 100^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + 100}{545} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{545}{100}} + 30 \lg \left(\frac{1400}{2400} \right) \right) = 81,48 \text{ дБ}$$

Рівень вібрації від дизеля 4ЧН 11/12,5 не перевищує норм.

4.3. Висновки до розділу

У розділі розроблено перелік основних заходів з техніки безпеки при виконанні ремонтування та ТО автотранспортних засобів з поршневими ДВЗ. Розраховано рівень вібрації та шуму, які не перевищують встановлених норм (рівень шуму від автомобільного ДВЗ 4ЧН 11/12,5 – 80,80дБ, а вібрації – 81,48дБ).

ВИСНОВКИ

Бакалаврська кваліфікаційна робота: «*Розрахунок автомобільного двигуна типу 4ЧН 11/12,5*» має усі необхідні розділи та містить комплекс розрахунків автомобільного дизеля, а також проектування елемента кривошипно-шатунного механізму.

Представлено загальну конструкцію автомобільного дизеля типу 4ЧН 11/12,5 та складових частин, проведено моделювання робочого циклу, а також кінематичні та динамічні розрахунки, за результатами, яких одержано ряд залежностей, а саме: згорнуту індикаторну діаграму у $p-V/V_c$ координатах, а також у координатах $T-V/V_c$ і $T-S$; діаграми кінематики ($S_\phi = f(\phi)$; $V_\phi = f(\phi)$; $J_\phi = f(\phi)$); діаграми динаміки (сил від тиску газів P_r , інерції P_j , рушійної $P_{руш}$, бічної N , радіальної Z та тангенціальної T).

Подано аналіз матеріалів для виробництва, а також умов роботи і навантаження колінвалів двигунів різних типів та розмірів. Здійснено розрахунок на міцність колінвалу автомобільного високообертового дизеля типу 4ЧН 11/12,5. За результатами виконаних розрахунків було рекомендовано, для забезпечення потрібної міцності без збільшення розмірів та маси колінвалу, застосувати для виготовлення валу леговану сталь марки 38ХМЮА, яка надійно забезпечує витримку напружень від 140 до 150 МПа. При заданій конструкції колінвалу високообертового двигуну типу 4ЧН 11/12,5 та за умов його застосування на двигуні усі його напруги знаходяться у допустимих межах з достатнім запасом міцності.

Розроблено перелік основних заходів з техніки безпеки при виконанні ремонтування та ТО автотранспортних засобів з поршневими ДВЗ. Розраховано рівень вібрації та шуму, які не перевищують встановлених норм.

					КРБ.142.4227зст.25.05.00.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 2. Доводка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 288 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А. П. Марченка. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
3. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 384 с.
4. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів : підручник / В. Ф. Шапко, С. В. Шапко. – Харків : Точка, 2016. – 232 с.
5. Абрамчук Ф. І., Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6 Надійність ДВЗ / Ф. І. Абрамчук, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 324 с.
6. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії двигунів внутрішнього згоряння: підручник. Кременчук: Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, 2023. 180 с.
7. Гутаревич Ю.Ф. Транспортні енергетичні установки (традиційні, нетрадиційні та альтернативні), принцип роботи та особливості будови: Навчальний посібник. / Ю.Ф. Гутаревич, Л.П. Мержиєвська, О.В. Сирота, Д.М. Тріфонов – К.: НТУ, 2015. – 244 с.
8. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2004. – 474 с.
9. Шапко В. Ф., Шапко С. В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів: підручник. Харків: Точка, 2016. 232 с
10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.