

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

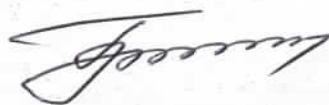
Розрахунок автомобільного двигуна типу 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згорання

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти



Є. В. Гусева

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

Гусева Євгенія Вікторівна

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок автомобільного двигуна типу 6ЧН 12/15,5
(MAN D2066 LF)

д.т.н., проф. Тимошевський Б. Г.

2. Керівник роботи _____,
(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 дизельний двигун типу 6ЧН
12/15,5, потужність – 316 кВт; частота обертання – 1900 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис конструкції автомобільного двигуна типу 6ЧН 12/15,5.

2. Розрахунок робочого циклу та динаміки автомобільного двигуна 6ЧН 12/15,5.

3. Розрахунок та проектування колінчастого валу автомобільного двигуна MAN
типу 6ЧН 12/15,5 (D2066 LF).

4. Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці при експлуатації та
ремонті автомобільного двигуна.

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

1. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 12/15,5.

2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.

3. Колінчастий вал.

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

_____ /Є. В. Гусева/
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

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

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі: «*Розрахунок автомобільного двигуна типу 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF)*» проведено комплексний розрахунок автомобільного двигуна, а також проектування колінчастого валу.

Подано опис конструкції автомобільного двигуна MAN типу 6ЧН 12/15,5 (D2066 LF), виконано розрахунок його робочого циклу, а також здійснено кінематичний та динамічний розрахунки. За результатами розрахунків отримано ряд відповідних залежностей.

Виконано розгорнутий аналіз сучасних матеріалів, що рекомендуються для виготовлення колінчастих валів різних типів ДВЗ. Здійснено розрахунок колінчастого валу автомобільного двигуна MAN типу 6ЧН 12/15,5 (D2066 LF).

Подано основні вимоги щодо охорони праці під час виконання ремонтних робіт або робіт з технічного обслуговування дизеля MAN D2066 LF та його допоміжного обладнання. Розраховано рівень вібрації та шуму.

Кваліфікаційна робота написана українською мовою з використанням 10 джерел. Складається з 69 сторінок пояснювальної записки та трьох креслень графічної частини, які розміщено у додатках.

Ключові слова: автомобільний двигун; номінальна потужність; робочий цикл; кінематичний розрахунок; динамічний розрахунок; розрахунок на міцність; колінчастий вал.

					КРБ.142.4227зст.25.03.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

In the qualification work: 'Calculation of the automobile engine type 6CHN 12/15.5 (MAN D2066 LF)' a comprehensive calculation of the automobile engine and the design of the crankshaft was carried out.

The paper describes the design of the MAN 6CHN 12/15.5 (D2066 LF) automobile engine, calculates its operating cycle, and performs kinematic and dynamic calculations. Based on the results of the calculations, a number of relevant dependencies were obtained.

A detailed analysis of modern materials recommended for the manufacture of crankshafts of various types of internal combustion engines has been carried out. The crankshaft of a MAN 6CHN 12/15.5 (D2066 LF) automobile engine has been calculated.

The basic requirements for labour protection during the repair or maintenance of the MAN D2066 LF diesel engine and its auxiliary equipment are presented. Vibration and noise levels are calculated.

The qualification work is written in Ukrainian with the use of 10 sources. It consists of 69 pages of explanatory note and three drawings of the graphic part, which are placed in the appendices.

Key words: automobile engine; rated power; duty cycle; kinematic calculation; dynamic calculation; strength calculation; crankshaft.

					<i>КРБ.142.4227зсм.25.03.00.ПЗ</i>	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF)	
1.1. Конструктивні особливості автомобільного дизеля типу 6ЧН 12/15,5.....	9
1.2. Висновок до розділу.....	20
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)	
2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми ав- томобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5).....	21
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5).....	32
2.3. Висновок до розділу.....	43
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА MAN ТИПУ 6ЧН 12/15,5 (D2066 LF)	
3.1. Загальні положення розрахунків на міцність.....	44
3.2. Аналіз матеріалів, що застосовують для виготовлення колінчастих валів швидкохідних двигунів внутрішнього згоряння.....	45
3.3. Розрахунок колінчастого валу автомобільного двигуна MAN типу 6ЧН 12/15,5 (D2066 LF).....	51
3.4. Висновок до розділу.....	59
Розділ 4. АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА РЕМОНТІ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА	
4.1. Розробка заходів з техніки безпеки при експлуатації та ремонті ав- томобільного двигуна типу 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF).....	60

4.2. Розрахунки рівня шуму та вібрації автомобільного дизеля MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5).....	65
4.3. Висновок до розділу.....	67
ВИСНОВКИ	68
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	69

Додаток А. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 12/15,5

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки

Додаток В. Колінчастий вал

					<i>КРБ.142.4227зст.25.03.00.ПЗ</i>	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Наша цивілізація стоїть на порозі глобальної енергетичної та екологічної кризи, викликаної зростаючими потребами людства в енергії та недосконалістю методів, що дозволяють зменшити негативні наслідки її використання. Підвищення добробуту та рівня життя людей безпосередньо залежить від споживання енергії на душу населення в країні. Цей фактор значною мірою визначає зростаючі потреби сучасного суспільства в транспортних перевезеннях. Необхідність виконання великих обсягів вантажних і пасажирських перевезень призводить до збільшення кількості автомобілів та зростання інтенсивності їх використання.

Основні вимоги до транспортних енергоустановок з двигунами внутрішнього згоряння включають: високу якість та ефективність роботи в автомобілі під час перевезень, забезпечення безпеки при наданні транспортних послуг, створення комфортних умов для пасажирів і збереження вантажів під час транспортування. Крім того, важливо мінімізувати негативний вплив на навколишнє середовище та зберігати природні (паливно-енергетичні) ресурси шляхом зменшення витрат праці, експлуатаційних матеріалів та енергії як під час виробництва, так і в процесі експлуатації. Виконання цих вимог зумовлює певні особливості та іноваційність сучасного двигунобудування.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.03.00.ПЗ</i>	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1
ОПИС КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА
ТИПУ 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF)

1.1. Конструктивні особливості автомобільного дизеля типу 6ЧН 12/15,5

Автомобільний дизельний двигун типу 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF) – це високообертовий, чотиритактний, шестициліндровий, дизельний двигун з турбо-наддувом та сучасною паливною системою Common Rail.

Лінійка дизелів D2066 LF була спеціально розроблена для серії важких вантажівок TGA MAN (рис. 1.1). Важкі вантажівки TGA MAN з вантажопідйомністю до 50 т випускаються ще починаючи з двотисячних років. Автомобіль TGA MAN може мати різні шасі, зокрема з такими колісними формулами, як : 4×2, 6×2, 6×2/2, 6×2/4, 6×4.



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд тягача TGA MAN

На спеціально розробленому двигуні 6ЧН 12/15,5 (рис. 1.2) було реалізовано низьку нових прогресивних технічних рішень, зокрема:

- було забезпечено більш високі значення ефективної потужності й крутного моменту;
- забезпечено підвищення ефективного тиску в дизелі;
- реалізовано новий принцип процесу згоряння палива завдяки обладнанню двигуна сучасною системою *Common Rail* (CR), за рахунок чого суттєво покращена ефективність дизеля та значно знижена питома витрата палива у досить великому діапазоні роботи автомобільного двигуна;
- перероблено систему для загвинчування окремих кришок циліндрів, прокладки кришки циліндрів, гільзи робочих циліндрів та картеру, що забезпечило витримування більш високі тиски згоряння;
- використання другого покоління *Common Rail Bosch CR* (160 МПа);
- керування дизелем по EDC7 та зв'язок з FFR за допомогою CAN шини;
- підвищена надійність двигуна D2066LF з 10,5-літровим об'ємом;
- було збільшено ефект гальмування двигуном в поєднанні з розвинутою версією керованого тиском випускного клапана гальма (EVB), який доступний на двигуні у якості додаткового комплектного обладнання;
- додаткове збільшення потужності гальмування дизелем було досягнуто за рахунок використання абсолютно нового, розробленого інноваційного колінчастого валу з встановленим приводом первинної гальмівної системи (Pri-Tarder заповнений рідиною сповільнювачем).

Основні технічна характеристика автомобільного дизельного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) тягача TGA MAN представлено в таблиці 1.1. Всі автомобільні мотори провідної двигунобудівної компанії MAN відзначаються не тільки своїми високими технічними даними, але і якістю виготовлення. Дизеля цієї компанії є одними з найбільш економічними, надійними, довговічними та недорогими у обслуговуванні та ремонті. Поперечний розріз автомобільного дизельного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) тягача TGA MAN представлено на рис. 1.3.

					КРБ.142.4227зст.25.03.01.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

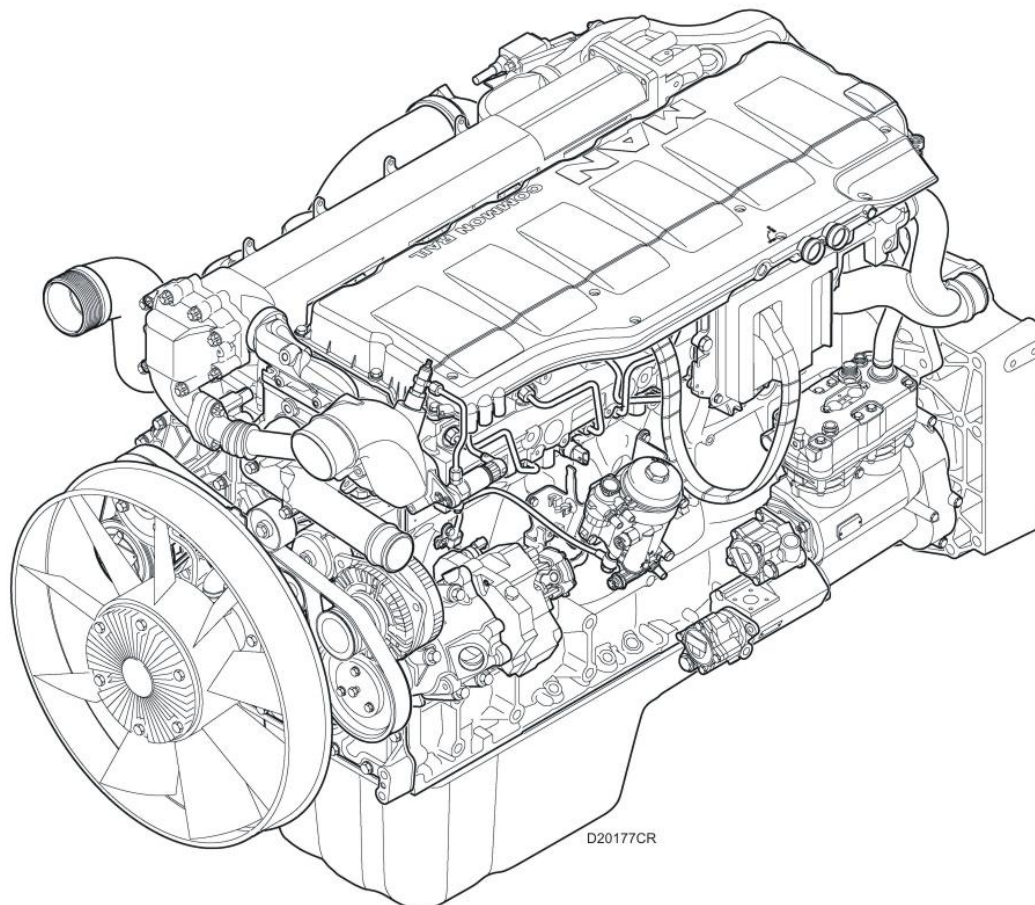


Рисунок 1.2 – Загальний вигляд автомобільного дизельного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) тягача TGA MAN

Таблиця 1.1 – Основні показники дизельного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

№ з.п.	Параметри	Значення
1	Тип	R6 TI-EDC (4 V)
2	Схема розташування робочих циліндрів	рядна 6
3	Максимальна вихідна ефективна потужність, кВт (к.с.)	316 (430)
4	Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	1900
5	Максимальний крутний момент, Н·м	2100
6	Діаметр робочого циліндра, мм	120
7	Хід поршня, мм	155
8	Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
9	Позиція першого циліндра	на кінці вентилятора
10	Степінь стиснення	18
11	Паливна система	Bosch EDC 7
12	Теплові зазори для впускних клапанів, мм	0,50
13	Теплові зазори для випускних клапанів, мм	0,40
14	Маса дизеля, кг	967
15	Довжина дизеля (включно з встановленим вентилятором), мм	1499

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227 зм. 25.03.01.ПЗ

Аркуш

11

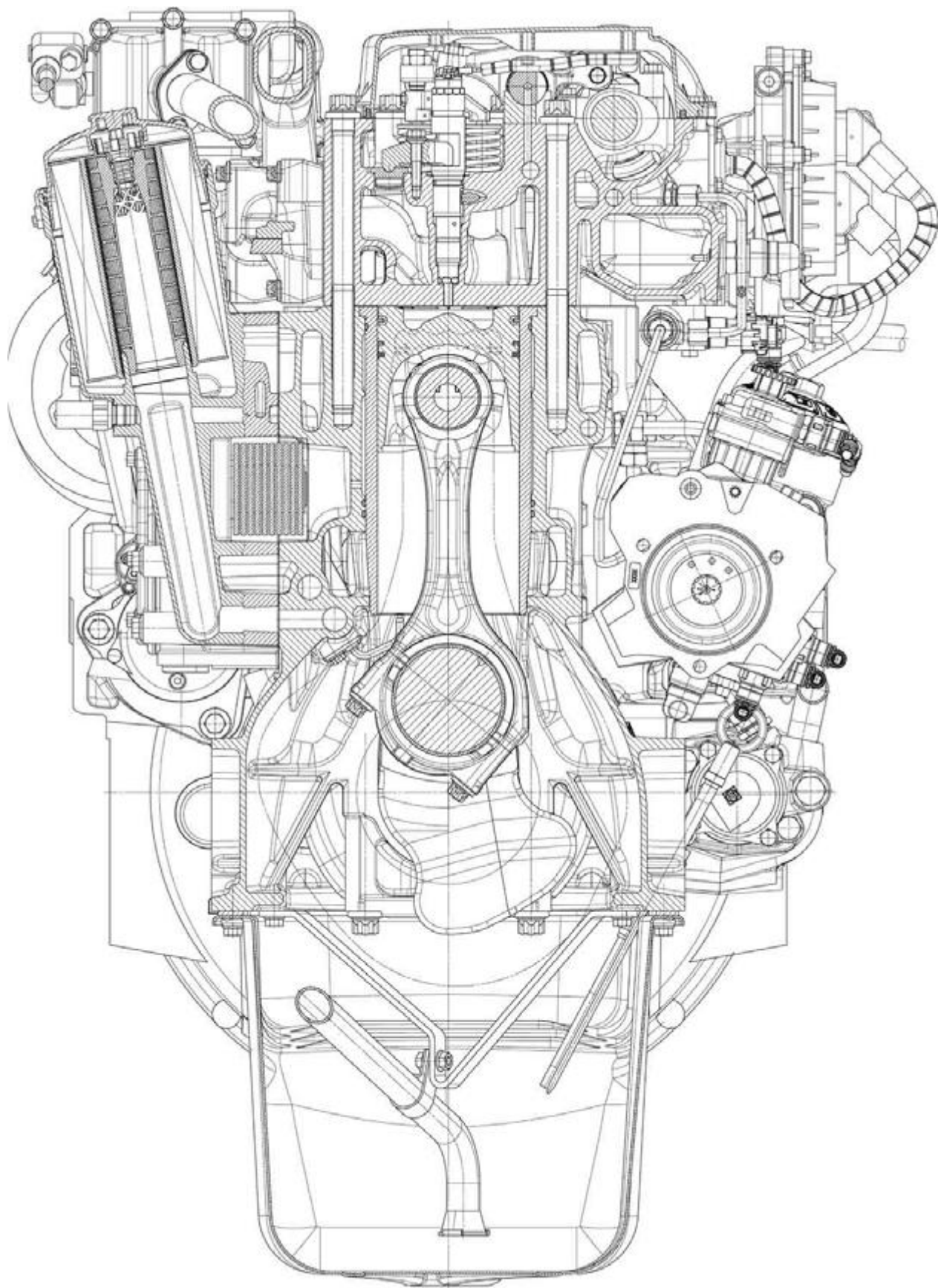


Рисунок 1.3 – Поперечний розріз автомобільного дизельного двигуна MAN
D2066 LF (6ЧН 12/15,5) тягача TGA MAN

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.03.01.ПЗ

Аркуш

12

Також за окремим замовленням покупця та залежно від призначеного вантажного автомобіля, на дані дизеля встановлюють додаткове обладнання:

- 1- або 2-циліндровий компресор з або без відбору потужності для другого насосу управління, гідравлічних насосів чи двох насосів для умов зимового обслуговування;
- встановлення системи *Pri-Tarder* з внутрішнім кільцевим поршнем та з зовнішнім ущільнювачем Simrax;
- комплектація водяного насосу з пластиковим робочим колесом;
- встановлення великогабаритного генератора змінного струму.

Картер та блок робочих циліндрів двигуну типу 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF) виготовлено за одно ціле. Для цього використовують один шматок спеціального високоякісного чавуну. Це забезпечує особливо високу міцність та водночас еластичність остову (рис. 1.4). Двигун типу 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF) укомплектовано змінними мокрими гільзами робочих циліндрів. При цьому подача охолоджуючої рідини у системі охолодження точно дозується для забезпечення ефективного омивання верхньої гарячої частини втулки робочого циліндру.

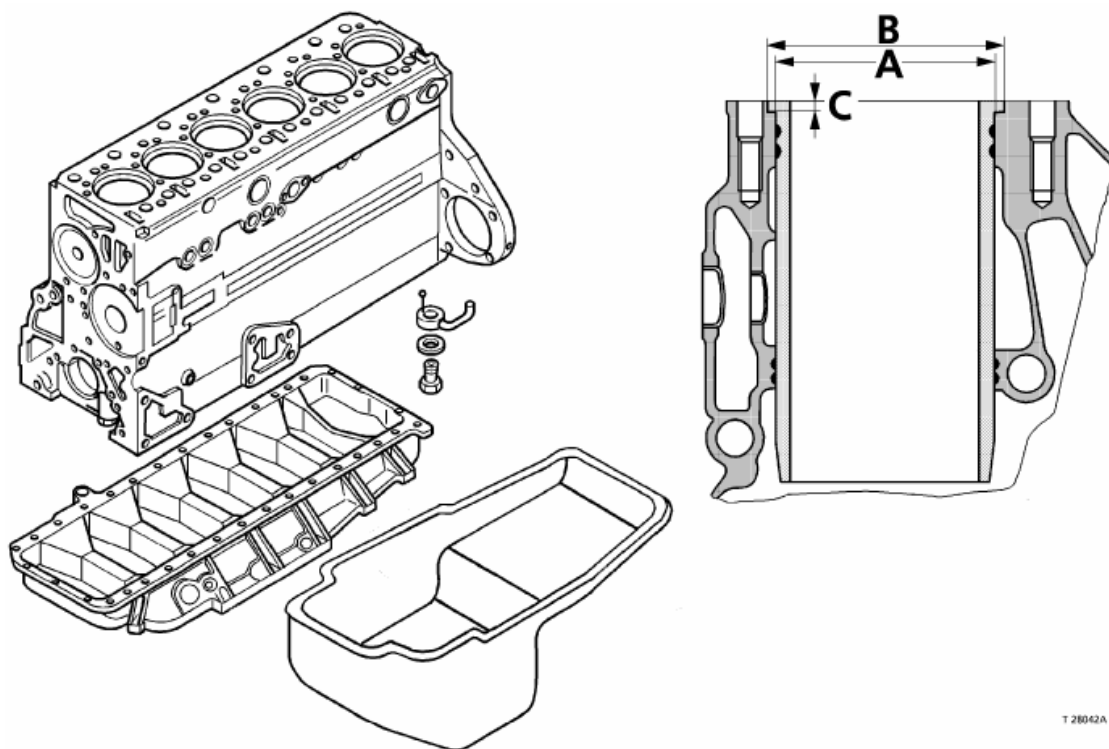


Рисунок 1.4 – Блок-картер та масляний піддон двигуна
6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.03.01.ПЗ

Аркуш

13

При проектуванні остову конструкторами MAN було точно прораховано товщину стінок та ребер, що дозволило забезпечити максимальну функціональність, міцність форми та зниження шумності двигуна. Для додаткового додання міцності нижня частина блок-картера спроектована у вигляді траверси.

Змінні втулки циліндрів виготовлено з використанням спеціального відцентрового лиття та зі зовнішньої поверхні омиваються охолоджуючою рідиною (так звана «мокра» втулка). Ущільнюючі порожнини охолодження кільця вставляються в блок-картері дизеля в сухому виді.

Колінчастий вал автомобільного двигуна 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF) має сім підшипникових опор. Колінчастий вал відштамповано з поліпшеної високоякісної легованої сталі. Він динамічно збалансований. Балансування здійснюється за допомогою восьми противаг, що приварені до щік. Корінні та шатунні шийки колінчастого валу дизеля 6ЧН 12/15,5, усі зубчасті колеса при виготовленні загартовуються індукційним способом з подальшою шліфівкою.

Підшипники нижньої головки шатунів забезпечуються змащувальним маслом від корінного підшипника через отвори у коліні. На задньому та передньому кінцях колінчастого вала застосовуються кільця для радіального його ущільнення. Маховик дизеля 6ЧН 12/15,5 точно відцентровано по відношенню до колінчастого валу двигуна за допомогою встановлення штифта з подальшою фіксацією десятима болтами.

Шатуни дизеля 6ЧН 12/15,5, що представлено на рис. 1.5 виготовляють з високоякісної легованої сталі методом штампування. Шатун має косий роз'єм своєї нижньої головки, що забезпечує можливість збільшити шийки колінчастого валу.

До підшипника поршневого пальця змащувальне масло подається через виконаний отвір в стрижні шатуна. Шатун дизеля 6ЧН 12/15,5 додатково має прилив для здійснення балансування, який знаходиться паралельний отвору поршневого пальця. Шатун дизеля 6ЧН 12/15,5 в районі отвору під палець (верхня головка) має трапецоїдальні скоси. Мотелева кришка шатуна фіксується від зміщення поверхонь за допомогою зубів виконаних на роз'ємі та фіксується шатунними болтами.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.03.01.ПЗ</i>	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

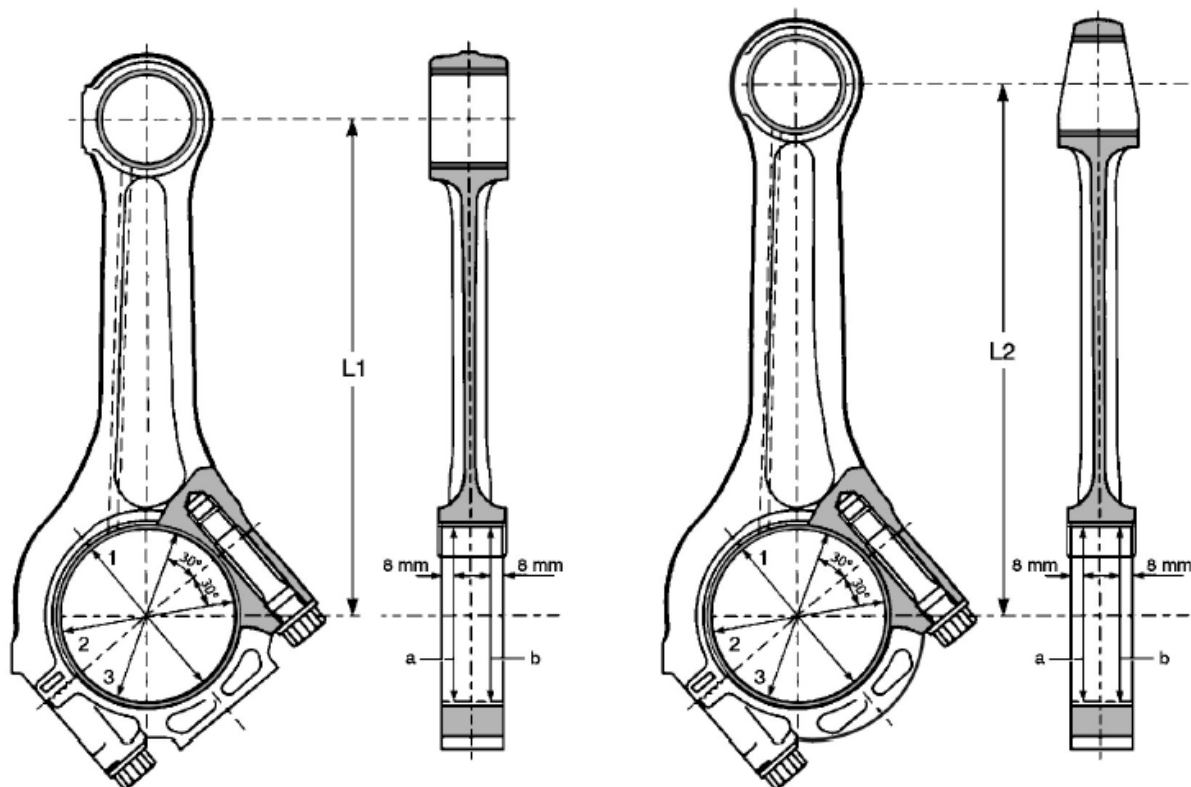


Рисунок 1.5 – Конструкція шатуну дизеля 6ЧН 12/15,5

Завдяки косому роз'єму шатун з поршнем можна легко витягти через робочий циліндр вгору. Вкладиш верхньої головки шатуну виготовлено з зносостійкого антифрикційного сплаву (підшипниковий сплав, якій наноситься напиленням). Максимальна допустима різниця по масі на один набір складає лише 50 г.

Поршень двигуна 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF) представлено на рис. 1.6.

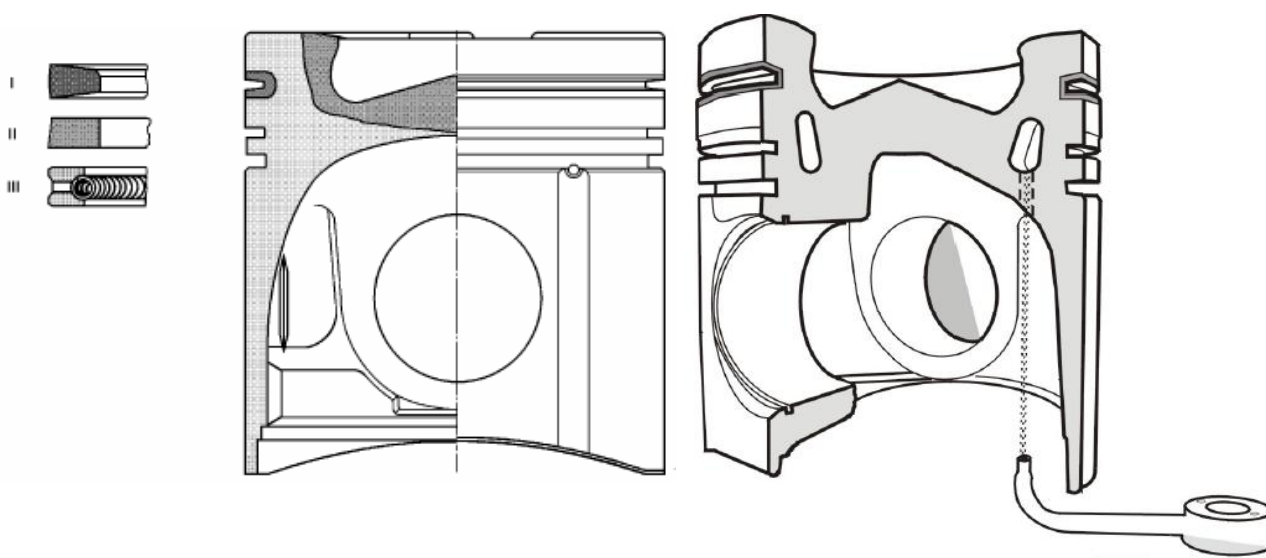


Рисунок 1.6 – Поршень двигуна 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.03.01.ПЗ

Аркуш

15

Поршень двигуна 6ЧН 12/15,5 виготовлено литтям з спеціального високоякісного алюмінієвого сплаву. Головка поршня має чавунну вставку. Для верхнього ущільнюючого кільця у головці також залита зміцнююча вставка. Для забезпечення максимально малого зазору поршня дизеля 6ЧН 12/15,5 з циліндровою втулкою реалізовано обтяжку із сталевих смуг, що забезпечує кращу герметичність камери згоряння дизеля.

Днище поршня дизеля 6ЧН 12/15,5 має примусове охолодження, яке реалізується за допомогою подачі струменя змащувального масла з форсунки, розміщеній в картері. Також для поліпшення процесу охолодження у поршні є розвинена система каналів охолодження. У нижній частині поршня виконано два отвори для подавання масла (рис. 1.6), крізь які охолоджуюче масло і потрапляє до порожнин. Дизель 6ЧН 12/15,5 має 4-клапанну кришку циліндрів (рис. 1.7), в якій відліто впускні та випускні канали. Форма каналів дозволяє отримати вихровий рух гарячої суміші. Сідла клапанів – вставні. В корпус кришки запресовані напрямні втулки клапанів. Кришка циліндрів кріпиться до блок-картеру дизеля за допомогою шістьох високоміцних болтів з виконаними буртиками.

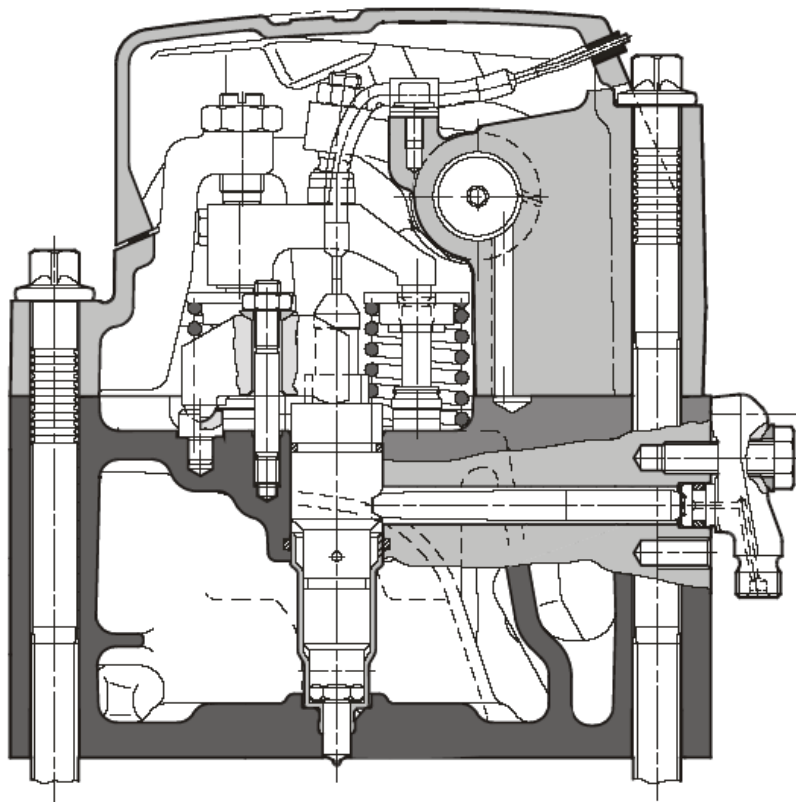


Рисунок 1.7 – Кришка циліндру двигуна 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.03.01.ПЗ

Аркуш

16

Для забезпечення максимальної ефективності охолодження рідина спочатку спрямовується поперечним потоком через кришку робочих циліндрів від випускної сторони до впускний. При цьому наявні спрямовуючі ребра забезпечують досить оптимальну подачу охолоджуючої рідини. Ефективне охолодження перемички встановленій між випускними клапанами реалізується крізь литий канал для подачі рідини.

Керування роботою клапанів реалізовано за допомогою твердосплавного штовхача, штанг, а також кованого коромисла (механізм ГРМ). Рух передається від коромисла на впускні (випускні) клапани через гвинт регулювання зазору. Опора ГРМ розміщується на перемичці між клапанами, яка для цього фрезерується. ГРМ двигуна містить EVB, подача масла на який здійснюється через корпус підшипника коромисла. Опори EVB розміщено прямо в корпусі підшипника коромисла. У свою чергу коромисла ГРМ фіксуються осями, які запресовують в корпус підшипника коромисла. На випускному клапані двигуна 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF) встановлюється ущільнювачі його стрижнів, що ефективно знижує витрату масла.

Розподільчий вал ГРМ наведено на рис. 1.8. Він розміщений в картері дизеля та має сім опор. Опори являють собою втулки з антифрикційним покриттям. Сам ГРМ характеризується мінімальною генерацією шуму. Розподільчий вал завдяки спеціальній технології виготовлення має значний терміном експлуатації.

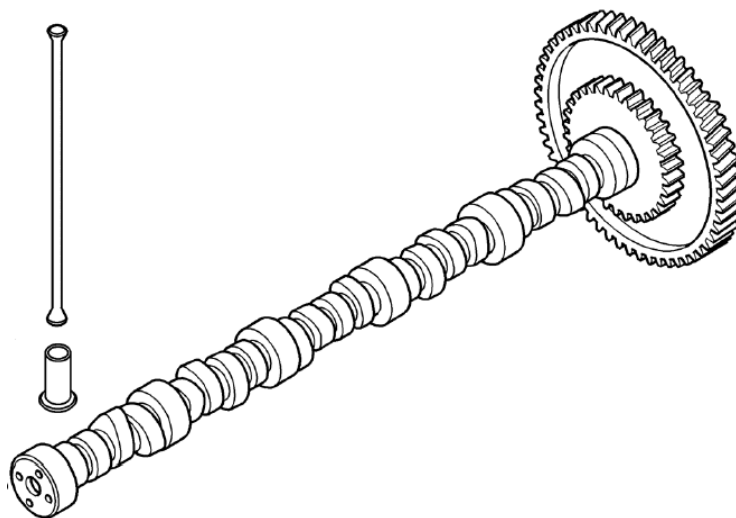


Рисунок 1.8 – Розподільчий вал двигуна 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.03.01.ПЗ

Аркуш

17

На автомобільному дизельному двигуні MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) тягача TGA MAN встановлено блочний паливний насос високого тиску (ПНВТ) відомої фірми Bosch – рис. 1.9.

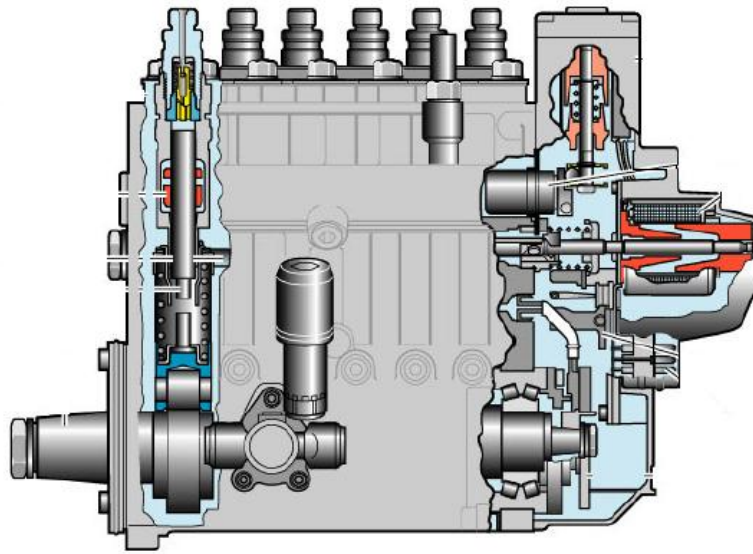


Рисунок 1.9 – Блочний ПНВТ відомої фірми Bosch паливної системи
дизеля 6ЧН 12/15,5

Для забезпечення максимально ефективного процесу сумішоутворення ПНВТ має упорскувати паливо під досить високим тиском (700...850 бар) з максимальною точністю дозування циклової порції на одне впорскування. Так для забезпечення мінімальної витрати палива, викидів шкідливих речовин, генерації шуму точність початку уприскування має бути на рівні 1° до ВМТ. Для ефективного керування початком процесу паливоподачі та компенсації часу наявного поширення хвиль тиску в паливопроводі паливної системи встановлюється муфта випередження впорскування. Така муфта має привід механічний або електричний. Форсунки дизеля 6ЧН 12/15,5 (рис. 1.10) встановлюються в кришці циліндрів між впускними та випускними клапанами ГРМ. За рахунок свого вертикального розміщення від точки гідравлічного удару струменя в середині робочого циліндра, а також в поєднанні з багатоструменевим розпиленням форсунка забезпечує впорскування та згоряння оптимальне в плані жорсткості, екологічності, витрати палива та потужності двигуна.

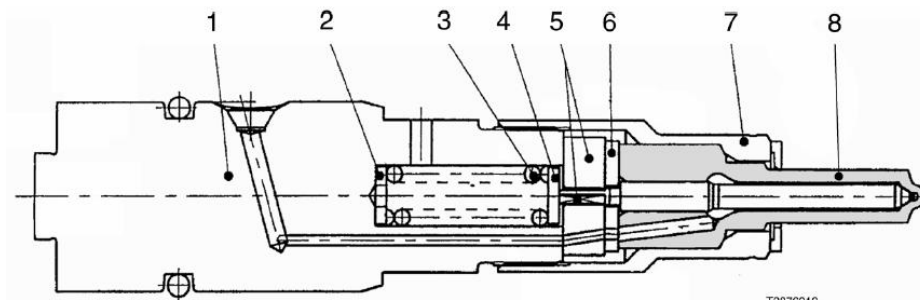


Рисунок 1.10 – Форсунка паливної системи дизеля 6ЧН 12/15,5:

1 – корпус паливної форсунки; 2 – установочна (регулювальна) шайба; 3 – пружина натискна; 4 – гвинт регулювання; 5 – діафрагма; 6 – шайба проміжна; 7 – гайка накидна; 8 – розпилювач форсунки

Турбіна перетворює енергію відпрацьованих газів в механічну енергію руху, чим приводить в дію повітряний компресор. Турбоагнітач дизельного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) подано на рис.1.11.

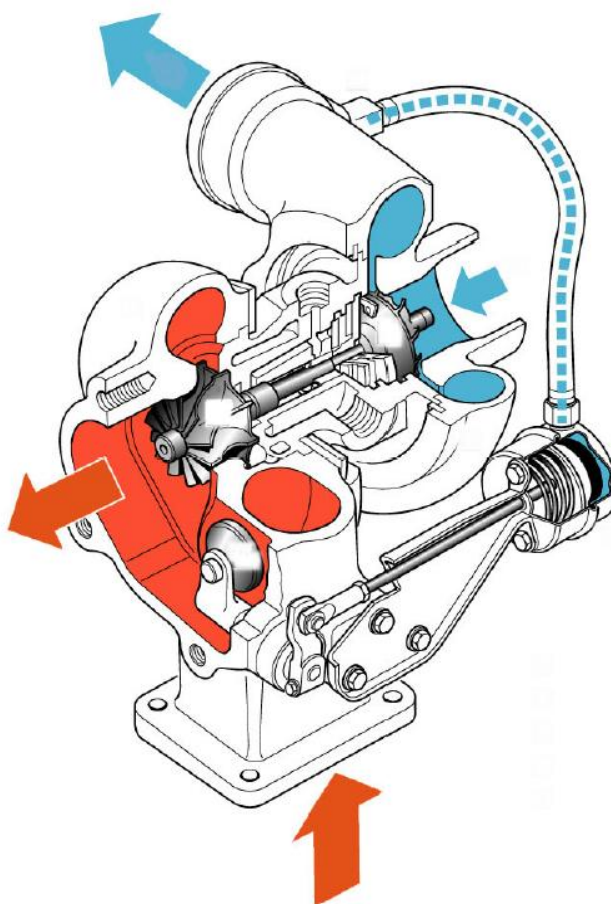


Рисунок 1.11 – Турбокомпресор дизельного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) тягача TGA MAN

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.03.01.ПЗ

Аркуш

19

Турбонагнітач приєднується до системи циркуляційного масла й тому не потребує додаткового технічного обслуговування (за умов використання встановленої марки масла). При заміні турбонагнітача на двигуні, його попередньо потрібно обов'язково наповнити змащувальним маслом, а потім підключити нагнітальний трубопровід.

1.2. Висновок до розділу

Автомобільний високообертовий дизель MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) призначено для встановлення на вантажних автомобілях. Дизель D2066 LF має досить прогресивні економічні та екологічні показники, сучасну конструкцію, однак при цьому існує й певний ресурс його подальшого вдосконалення.

					КРБ.142.4227зст.25.03.01.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми ав- томобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

Майже на самому початку створення поршневих двигунів внутрішнього зго-
рання та загалом формування та структуризації теорії поршневих ДВЗ у 1907 році
видатним вітчизняним інженером та вченим професором Гриневецьким В.І. було
сформульовано фундаментальні основи теплового розрахунку, що поклало поча-
ток подальшого розвитку теорії робочих процесів. Хоча пройшло досить багато
часу, однак, модель професора Гриневецького є і досі затребуваною та актуаль-
ною при підготовці майбутніх фахівців з напрямку двигунів та енергетичних
установок.

Модель професора Гриневецького дає можливість в узагальненому вигляді
представити та дослідити зміну основних процесів при роботі ДВЗ різних типів
(як дизельних так і двигунів з примусовим займанням). З поступовим розвитком
двигунобудування накопичився значний практичний та теоретичний досвід який і
було внесено в математичну модель професором Мазінгом Є.К. Натепер прийнято
таку математичну модель теплового розрахунку називати – моделлю Гриневець-
кого-Мазінга.

Тепловий розрахунок Гриневецького-Мазінга по суті складається з п'ятих
процесів послідовно-замінюючих друг друга. Основними процесами є:

- наповнення свіжим повітрям циліндру;
- стиснення повітря або паливо-повітряної суміші у двигунах зі зовнішнім
сумішоутворенням;
- згоряння впорскнутого палива, або паливо-повітряної суміші у двигунах зі
зовнішнім сумішоутворенням;
- догоряння залишків палива та розширення
- Випуску відпрацьованих газів у навколишнє середовище.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.03.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

Базові рівняння розрахунку для кожного з зазначених процесів циклу одержують за допомогою одночасного розв'язанням рівнянь балансів енергії і речовин та рівняння ідеального газу.

Тепловий розрахунок Гриневецького-Мазинга має певні недоліки та припущення, які полягають у наступному:

- процеси газообміну (впуску та випуску) в залежності від особливостей конструкції та течії газів не розглядаються, а врахування можливих газодинамічних втрат або кількості залишкових газів здійснюється шляхом задавання величин опору чи інших коефіцієнтів із рекомендованого діапазону;

- основні процеси, такі, як стиснення та розширення у моделі вважаються політропними з сталим значенням показника політропи;

- процес згоряння не розглядається як поступовий процес вигорання циклової дози палива, а умовно поділяється на дві частини такі, як підведення тепла по ізохорі $V=\text{const}$ та підведення по ізобарі $P=\text{const}$ (для чого у моделі вводяться поняття – ступінь підвищення тиску та ступінь попереднього розширення);

- початок процесу згоряння умовно вважається коли поршень знаходиться у верхній мертвій точці на такті стиснення;

- для визначення індикаторних показників та наближення розрахункових даних до реальних (дослідних), зокрема при визначенні середнього індикаторного тиску вводиться коефіцієнт умовного заокруглення індикаторної діаграми ξ ;

- зв'язок між індикаторними та ефективними показниками здійснюється через механічний ККД двигуна, який задається з рекомендованих меж;

- відсутній зв'язок між поточним значенням параметрів робочого тіла та поворотом колінчастого валу ϕ .

Однак не зважаючи на простоту та ряд припущень тепловий розрахунок Гриневецького-Мазинга є досить інформативним і надійним, а також надає достатні дані для аналізу працездатності (наприклад, розрахунку на міцність) та ефективності роботи двигуна. Розрахунок робочого циклу автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) за моделлю Гриневецького-Мазинга реалізується середовищі програмування та розрахунку – Matcad.

					КРБ.142.4227 зм. 25.03.02.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вихідні дані (табл. 2.1) для моделювання автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) взяті з завдання на виконання бакалаврської роботи, літературних джерел та інструкції з експлуатації самого двигуна.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку циклу автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Ефективна потужність	N_e , кВт	316,0
2	Частота обертання	n , хв ⁻¹	1900,0
3	Тиск навколишнього середовища	P_0 , МПа	0,1013
4	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	298
5	Тиск наддуву	p_k , МПа	0,280
6	Коефіцієнт продувки	φ_a	1,0600
7	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,0300
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z	ξ_z	0,890
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	ξ_b	0,940
10	Ступінь стиску	ε	18,0
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	1,250
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	ΔT_a , К	20,0
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	φ_n	0,0
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	ζ	0,980
15	Механічний ККД двигуна	η_m	0,880
16	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$	0,820
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox} , МПа	0,0050
18	ККД повітроохолоджувача	η_o	0,92
19	Температура залишкових газів	T_r , К	790,0
20	Масовий склад палива (кг/кг)	$C/H/S/O$	0,870/0,126/0/0,0040
21	Нижча теплота згоряння палива	Q_H , кДж/кг	42700,00
22	Кількість циліндрів	i	6
23	Діаметр циліндра	D_c , м	0,120
24	Хід поршня	S , м	0,155
25	Коефіцієнт тактності	z	0,5
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α	1,955
27	Показник адіабати повітря	k_b	1,4
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$	0,810
29	Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$	0,920
30	Температура охолоджуючої рідини на вході	T_w , К	300,00
31	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	ξ_a	0,980
32	Відношення тисків перед турбіною до тиску за компресором	ψ_t	0,79150

Розрахунок процесу наповнення автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5), який призначений для наповнення свіжим зарядом циліндр дизеля для згоряння циклової дози палива, подано у табл. – 2.2.

Таблиця 2.2 – Процес наповнення автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Температура повітря за компресором	T_k, K	$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	420,64180
2	Температура повітря перед двигуном	T_s, K	$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	309,651001
3	Температура заряду наприкінці процесу наповнення	T_a, K	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	343,05901
4	Тиск повітря перед двигуном	P_s, MPa	$P_s = P_k - \Delta P_{ox.}$	0,2750041
5	Тиск заряду наприкінці процесу наповнення	P_a, MPa	$P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,2700010
6	Коефіцієнт наповнення циліндру	η_n	$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$	0,909010

Розрахунок процесу стиснення, автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5), для забезпечення підвищення тиску і температури з метою забезпечення умов для самозаймання, подано у табл. – 2.3.

Таблиця 2.3 – Процес стиснення автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

№ 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	$c''_v, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot K)$	$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$	–
3	Теплоємність суміші повітря та ВГ на ході стиску	$c''_{vc}, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot K)$	$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c'_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c''_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$ $= a_{vc} - b_c \cdot T$ $b_c = 0,0025169011; a_{vc} = 19,27800001$	–
4	Середній показник політропи стиску	n_1	$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})}$	1,36040001
5	Тиск наприкінці стиску	P_c, MPa	$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	13,7310001
6	Температура наприкінці стиску	T_c, K	$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$	971,042060

Розрахунок процесу згоряння, автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5), при якому відбувається підведення енергії у робочому циклі по- дано у табл. – 2.4.

Таблиця 2.4 – Процес згоряння автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Кількість повітря	L , кмоль/кг	$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0,9670
2	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,03270
3	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,03180
4	Частка палива, яка згоріла в точці z	x_z	$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,947020
5	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	β_z	$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,030071
6	Теоретична кількість повітря	L_0 , кмоль/кг	$L_0 = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0,49500
7	Приріст об'єму продуктів згоряння	ΔM	$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$	0,03160
8	Середня мольна ізохорна теплоємність у z	c''_{vz} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c''_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$ $= a_{vz} + b_z \cdot T$ $a_{vz} = 19,786513000; b_z = 0,0030500211$	—
9	Середня мольна ізохорна теплоємність у b	c_{vb} , кДж/(кмоль·К)	$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$ $a_{vb} = 19,897101003; b_b = 0,0030790100111$	—
10	Максимальна температура	T_z , К	$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c =$ $= \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1969,213
11	Максимальний тиск	P_z , МПа	$P_z = \lambda \cdot P_c$	17,16400

Розрахунок розширення (робочий хід), с автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5), під час чого спостерігається зниження температури й

тиску у циліндрі, а також здійснюється корисна робота двигуном, представлено у табл. – 2.5.

Таблиця 2.5 – Робочій хід (або розширення) у циліндрі автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Ступінь попереднього розширення	ρ	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,671001
2	Ступінь наступного розширення	δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	10,77100
3	Показник політропи розширення	n_2	$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_f) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{bz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{bb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$	1,266010
4	Температура наприкінці процесу	T_b , К	$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$	1046,599
5	Тиск наприкінці процесу	P_b , МПа	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	0,84700

За результатами таблиць 2.2–2.5 визначаються усі індикаторні та ефективні показники автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5), які наводяться у табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – Індикаторні та ефективні показники автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i , МПа	$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	2,199011
2	Дійсний середній індикаторний тиск	P_i , МПа	$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	2,155000
3	Індикаторна питома витрата палива	g_i , кг/(кВт·год)	$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,16810
4	Індикаторний ККД	η_i	$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,50301
5	Середній ефективний тиск	P_e , МПа	$P_e = P_i \cdot \eta_m$	1,896001
6	Ефективний ККД	η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,44201

	двигуна			
7	Питома ефективна витрата палива	g_e , кг/(кВт·год)	$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,190506
8	Ефективна потужність двигуна	N_e кВт	$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	316,070
9	Похибка визначення потужності	ΔN , %	$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0,00220

Встановлення балансу турбокомпресора автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) є остаточною частинку моделювання – табл. – 2.7.

Таблиця 2.7 – Розрахунок балансу ТК автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Витрата повітря	G , кг/с	$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	0,49700
2	Витрата ВГ	G_t , кг/с	$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	0,51303
3	Тиск ВГ перед турбіною	P_r , МПа	$P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,22200
4	Температура газу перед турбіною	T_t , К	$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	789,7200 12
5	Загальна кількість ВГ	M_s , кмоль	$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	0,99900
6	Універсальна газова стала для ВГ	R_t , Дж/кг·К	$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,3120
7	Показник адіабати розширення ВГ в турбіні	k_t	$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,372001
8	Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	$\Pi_k = \left[\frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t,m} \cdot \eta_{t,ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k,ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$	2,76600
9	Дійсний тиск наддуву	P_{kd} , МПа	$P_{kd} = \Pi_k \cdot P_0$	0,280210
10	Похибка визначення тиску наддуву	ΔP_k , %	$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	0,059001

За результатами розрахунку циклу автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) (див. табл. 2.2–2.7) визначаються координати точок $p-V/V_c$ індикаторної діаграми (табл. 2.8 та 2.9) та будується сама діаграма, яка представлена на рис. 2.1. Розрахунок координат виконується за допомогою програми Microsoft

хсел та залежностей – $p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$ й $p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}$.

Таблиця 2.8 – Параметри розрахунку точок $p-V/V_c$ індикаторної діаграми автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

Параметри для розрахунку											
P_r , МПа	P_a , МПа	P_s , МПа	P_k , МПа	P_b , МПа	P_c , МПа	P_z , МПа	n_1	n_2	ρ	δ	ε
0,222	0,27	0,275	0,28	0,847	13,731	17,164	1,36	1,266	1,671	10,771	18

Таблиця 2.9 – Координати точок діаграми автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

№ з.п.	Значення точок діаграми		
	(V/V_c)	$P_{стис.}$, МПа	$P_{розш.}$, МПа
1	1	13,731	17,164
2	1,671	6,830527	17,164
3	2,530421	3,884722	10,14997
4	3,389842	2,610106	7,009701
5	4,249263	1,919533	5,265767
6	5,108684	1,494176	4,170493
7	5,968105	1,209385	3,425293
8	6,827526	1,007173	2,888878
9	7,686947	0,85719	2,486235
10	8,546368	0,742129	2,174058
11	9,405789	0,651455	1,925699
12	10,26521	0,578418	1,723912
13	11,12463	0,518506	1,557073
14	11,98405	0,468599	1,41708
15	12,84347	0,426475	1,298119
16	13,70289	0,390515	1,19592
17	14,56232	0,359508	1,107279
18	15,42174	0,332538	1,029746
19	16,28116	0,308894	0,96142
20	17,14058	0,288023	0,900804
21	18	0,269483	0,846704

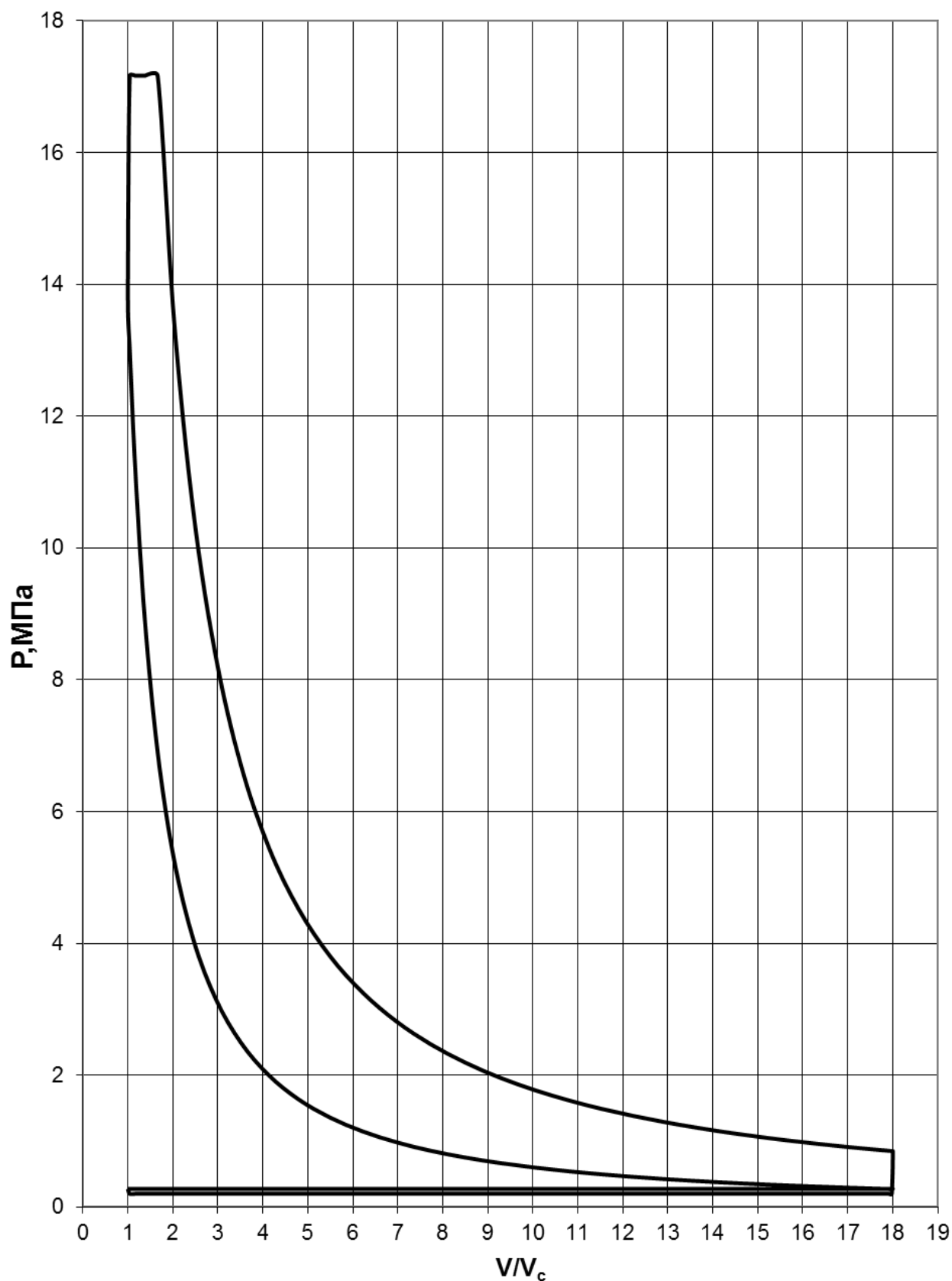


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма автомобільного двигуна MAN D2066 LF
(6ЧН 12/15,5)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227 зм. 25.03.02.ПЗ

Аркуш

29

За результатами розрахунку циклу автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) (див. табл. 2.2–2.7) визначаються координати точок $T-V/V_c$ індикаторної діаграми (табл. 2.10 та 2.11) та будується сама діаграма, яка представлена на рис. 2.2. Розрахунок координат виконується за допомогою програми Microsoft Excel та залежностей – $T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{\eta_1-1}}$, $T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$ та $T_y = T_c \lambda$.

Таблиця 2.10 – Параметри розрахунку точок $T-V/V_c$ індикаторної діаграми автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

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
789,72	343,059	309,651	420,64	1046,599	971,042	1969,213	1,250

Таблиця 2.11 – Координати точок діаграми автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

№ з.п.	Значення точок діаграми		
	(V/V_c)	$T_{ст}$, К	$T_{розш}$, К
1	1	971,042	1213,803
2	1,671	807,1728	1969,213
3	2,530421	695,1661	1763,418
4	3,389842	625,7104	1631,461
5	4,249263	576,8264	1536,289
6	5,108684	539,8172	1462,831
7	5,968105	510,4308	1403,563
8	6,827526	486,2988	1354,224
9	7,686947	465,9793	1312,181
10	8,546368	448,5353	1275,706
11	9,405789	433,327	1243,602
12	10,26521	419,8997	1215,012
13	11,12463	407,9202	1189,303
14	11,98405	397,1373	1165,993
15	12,84347	387,3578	1144,708
16	13,70289	378,43	1125,155
17	14,56232	370,2329	1107,096
18	15,42174	362,6687	1090,338
19	16,28116	355,657	1074,722
20	17,14058	349,1313	1060,117
21	18	343,0362	1046,41

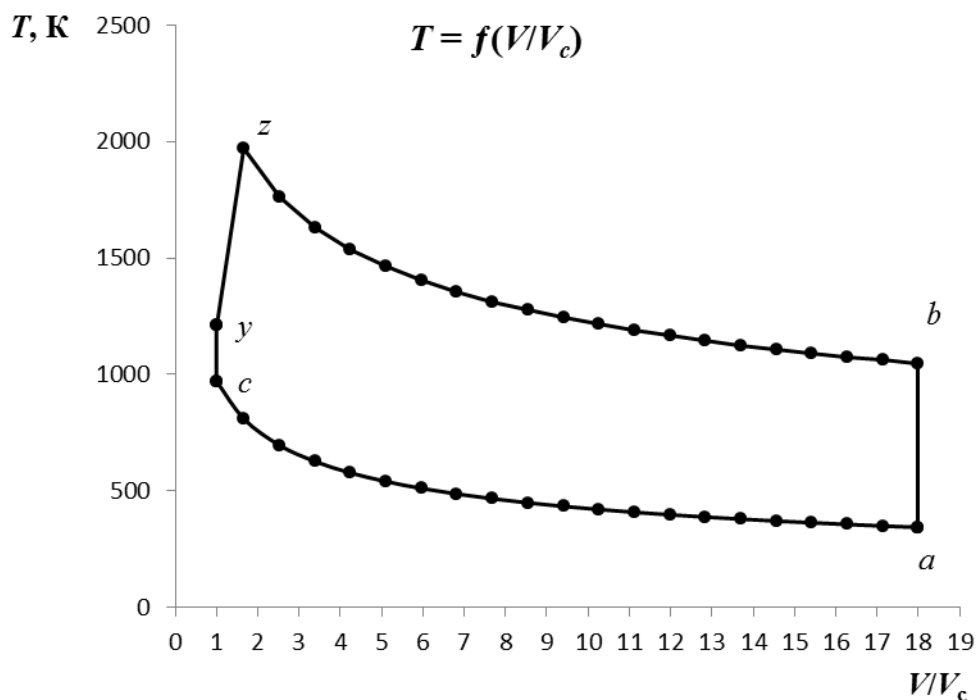


Рисунок 2.2 – Індикаторна T - V/V_c діаграма автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

За результатами розрахунку циклу автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) (див. табл. 2.2–2.7) визначаються координати точок T - S індикаторної діаграми та будується сама діаграма, яка представлена на рис. 2.3. Розрахунок координат виконується за допомогою програми Microsoft Excel та залежності –

$$S = \left[c_p \cdot \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \right],$$

перетворивши це рівняння для кожного процесу матимемо:

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

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

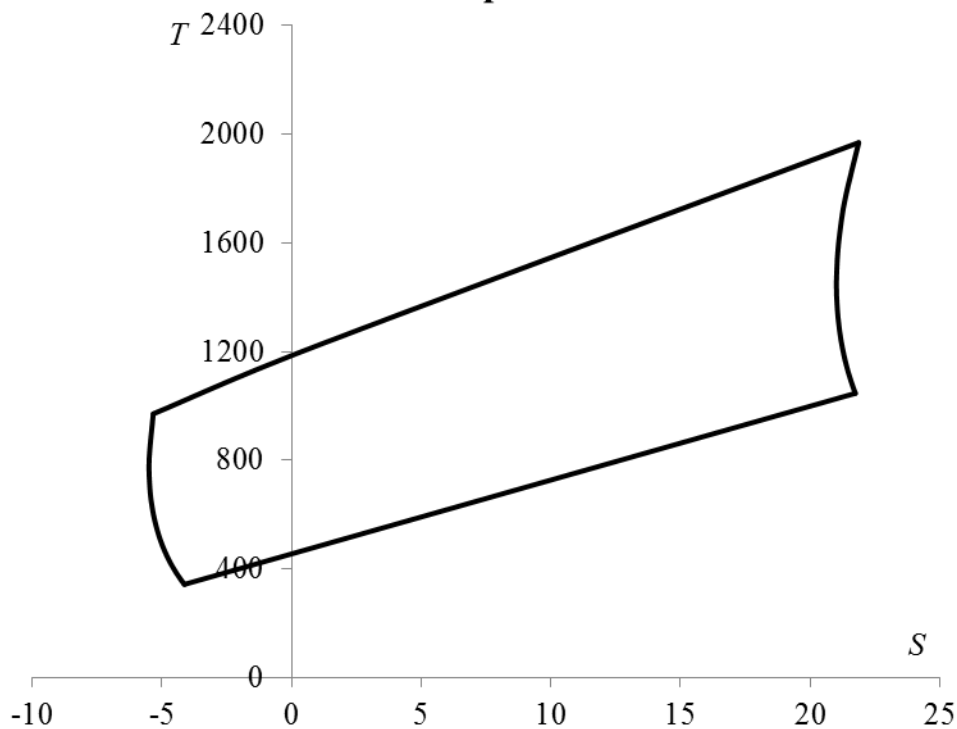


Рисунок 2.3 – Індикаторна T – S діаграма автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

2.2. Розрахунок кінематики та динаміки автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

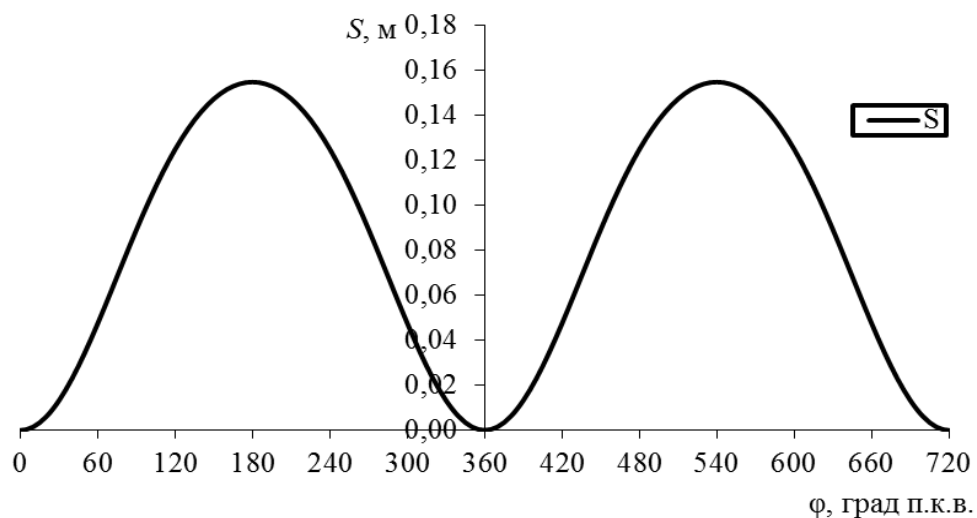
Розрахунок кінематики автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) полягає у встановленні зв'язку між поворотом колінчастого валу та переміщенням, швидкістю та прискоренням поршня:

– переміщення поршня $S_{\varphi}(\varphi)$
$$S_{\varphi} = r \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \left(\frac{1}{\lambda} \right) \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right) \right];$$

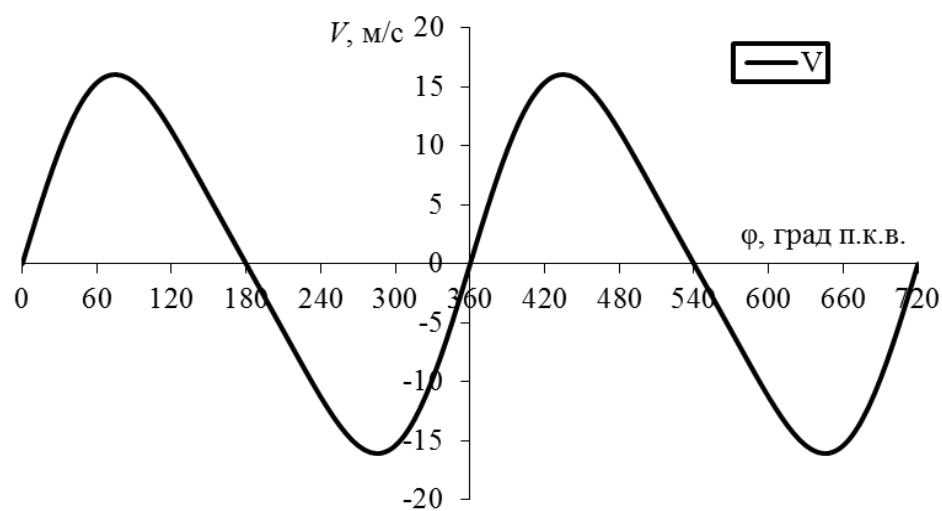
– швидкість поршня $V_{\varphi}(\varphi)$
$$V_{\varphi} = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

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

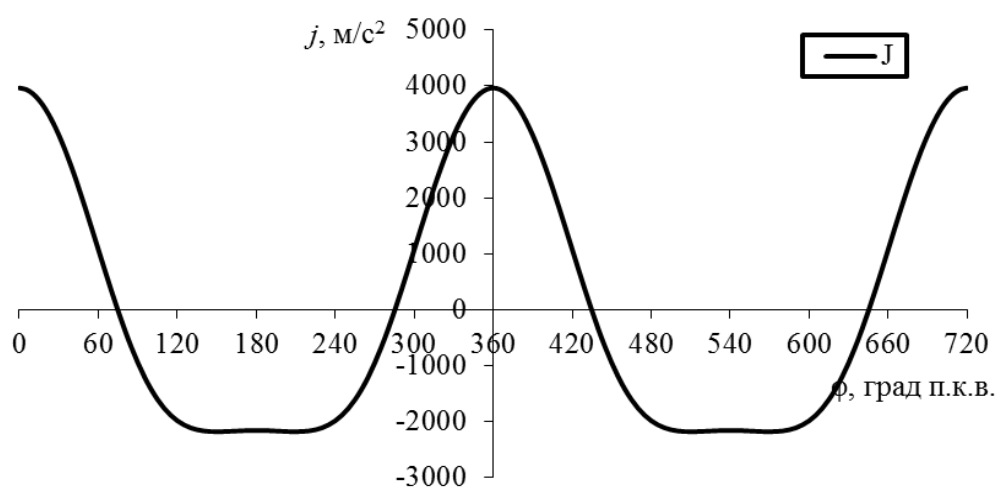
Залежності цих кінематичних параметрів від кута φ представлено на рис. 2.4, а координати у табл. 2.12.



a



б



в

Рисунок 2.4 – Діаграми кінематики автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5):

a – залежність $S_\varphi(\varphi)$; *б* – залежність $V_\varphi(\varphi)$; *в* – залежність $J_\varphi(\varphi)$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.03.02.ПЗ

Аркуш

33

Таблиця 2.12 – Точки залежностей $S_{\varphi}(\varphi)$, $V_{\varphi}(\varphi)$, та $J_{\varphi}(\varphi)$ автомобільного двигуна
MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

φ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$
0	0,000	0,000	3965,943
5	0,000	1,739	3941,422
10	0,002	3,457	3868,239
15	0,003	5,133	3747,541
20	0,006	6,745	3581,234
25	0,009	8,274	3371,989
30	0,013	9,703	3123,227
35	0,018	11,014	2839,104
40	0,023	12,193	2524,471
45	0,029	13,228	2184,818
50	0,035	14,110	1826,185
55	0,041	14,830	1455,035
60	0,048	15,386	1078,102
65	0,054	15,776	702,191
70	0,061	16,002	333,960
75	0,068	16,069	-20,321
80	0,075	15,984	-355,008
85	0,082	15,757	-665,300
90	0,089	15,400	-947,422
95	0,096	14,926	-1198,745
100	0,102	14,349	-1417,838
105	0,109	13,683	-1604,447
110	0,114	12,941	-1759,406
115	0,120	12,139	-1884,483
120	0,125	11,288	-1982,194
125	0,130	10,400	-2055,592
130	0,134	9,485	-2108,056
135	0,138	8,551	-2143,094
140	0,142	7,605	-2164,174
145	0,145	6,653	-2174,591
150	0,148	5,698	-2177,361
155	0,150	4,743	-2175,151
160	0,152	3,790	-2170,241
165	0,153	2,839	-2164,497
170	0,154	1,891	-2159,367
175	0,155	0,945	-2155,879
180	0,155	0,000	-2154,648
185	0,155	-0,945	-2155,879
190	0,154	-1,891	-2159,367
195	0,153	-2,839	-2164,497
200	0,152	-3,790	-2170,241
205	0,150	-4,743	-2175,151
210	0,148	-5,698	-2177,361
215	0,145	-6,653	-2174,591
220	0,142	-7,605	-2164,174
225	0,138	-8,551	-2143,094
230	0,134	-9,485	-2108,056
235	0,130	-10,400	-2055,592
240	0,125	-11,288	-1982,194
245	0,120	-12,139	-1884,483
250	0,114	-12,941	-1759,406
255	0,109	-13,683	-1604,447
260	0,102	-14,349	-1417,838
265	0,096	-14,926	-1198,745
270	0,089	-15,400	-947,422

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227 зм. 25.03.02.ПЗ

Аркуш

34

275	0,082	-15,757	-665,300
280	0,075	-15,984	-355,008
285	0,068	-16,069	-20,321
290	0,061	-16,002	333,960
295	0,054	-15,776	702,191
300	0,048	-15,386	1078,102
305	0,041	-14,830	1455,035
310	0,035	-14,110	1826,185
315	0,029	-13,228	2184,818
320	0,023	-12,193	2524,471
325	0,018	-11,014	2839,104
330	0,013	-9,703	3123,227
335	0,009	-8,274	3371,989
340	0,006	-6,745	3581,234
345	0,003	-5,133	3747,541
350	0,002	-3,457	3868,239
355	0,000	-1,739	3941,422
360	0,000	0,000	3965,943
365	0,000	1,739	3941,422
370	0,002	3,457	3868,239
375	0,003	5,133	3747,541
380	0,006	6,745	3581,234
385	0,009	8,274	3371,989
390	0,013	9,703	3123,227
395	0,018	11,014	2839,104
400	0,023	12,193	2524,471
405	0,029	13,228	2184,818
410	0,035	14,110	1826,185
415	0,041	14,830	1455,035
420	0,048	15,386	1078,102
425	0,054	15,776	702,191
430	0,061	16,002	333,960
435	0,068	16,069	-20,321
440	0,075	15,984	-355,008
445	0,082	15,757	-665,300
450	0,089	15,400	-947,422
455	0,096	14,926	-1198,745
460	0,102	14,349	-1417,838
465	0,109	13,683	-1604,447
470	0,114	12,941	-1759,406
475	0,120	12,139	-1884,483
480	0,125	11,288	-1982,194
485	0,130	10,400	-2055,592
490	0,134	9,485	-2108,056
495	0,138	8,551	-2143,094
500	0,142	7,605	-2164,174
505	0,145	6,653	-2174,591
510	0,148	5,698	-2177,361
515	0,150	4,743	-2175,151
520	0,152	3,790	-2170,241
525	0,153	2,839	-2164,497
530	0,154	1,891	-2159,367
535	0,155	0,945	-2155,879
540	0,155	0,000	-2154,648
545	0,155	-0,945	-2155,879
550	0,154	-1,891	-2159,367
555	0,153	-2,839	-2164,497
560	0,152	-3,790	-2170,241
565	0,150	-4,743	-2175,151
570	0,148	-5,698	-2177,361

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.03.02.ПЗ

Аркуш

35

575	0,145	-6,653	-2174,591
580	0,142	-7,605	-2164,174
585	0,138	-8,551	-2143,094
590	0,134	-9,485	-2108,056
595	0,130	-10,400	-2055,592
600	0,125	-11,288	-1982,194
605	0,120	-12,139	-1884,483
610	0,114	-12,941	-1759,406
615	0,109	-13,683	-1604,447
620	0,102	-14,349	-1417,838
625	0,096	-14,926	-1198,745
630	0,089	-15,400	-947,422
635	0,082	-15,757	-665,300
640	0,075	-15,984	-355,008
645	0,068	-16,069	-20,321
650	0,061	-16,002	333,960
655	0,054	-15,776	702,191
660	0,048	-15,386	1078,102
665	0,041	-14,830	1455,035
670	0,035	-14,110	1826,185
675	0,029	-13,228	2184,818
680	0,023	-12,193	2524,471
685	0,018	-11,014	2839,104
690	0,013	-9,703	3123,227
695	0,009	-8,274	3371,989
700	0,006	-6,745	3581,234
705	0,003	-5,133	3747,541
710	0,002	-3,457	3868,239
715	0,000	-1,739	3941,422
720	0,000	0,000	3965,943

Виконуючи динамічний аналізі автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) потрібно спочатку визначити рушійну силу $P_{dv}(\varphi)$. Рушійна сила $P_{dv}(\varphi)$ є алгебраїчною сумою двох складових – сили від дії тиску газів $P_e(\varphi)$ і сили інерції від поступально-рухомих мас $P_j(\varphi)$:

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

Сили від дії тиску газів $P_e(\varphi)$ є відомою з виконаного вище розрахунку робочого циклу та є по суті розгорнутою індикаторною діаграмою, яку можна одержати або графічно розгортаючи згорнуту або аналітично.

Сила інерції $P_j(\varphi)$ може бути обчислена, 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 у рівнянні $C = -m_j \cdot r \cdot \omega^2$.

Рушійна сила прикладена у центрі поршневого пальця та діє по осі циліндру (рис.2.5). Вона розкладається на декілька складових:

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}; \quad Q = P_{\Sigma} \cdot \frac{1}{\cos \beta}, \text{ Н}; \quad Z = P_{\Sigma} \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}; \text{ Н}; \quad T = P_{\Sigma} \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta}, \text{ Н}.$$

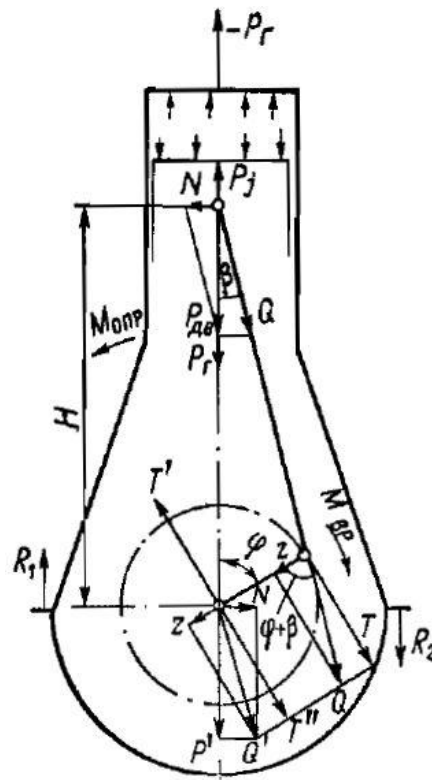


Рисунок 2.5 – Схема дії сил автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

Динамічний розрахунок автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) виконано у програмі Microsoft Excel результати якого наведено у табл. 2.13 та на рис. 2.6 і 2.7.

Таблиця 2.13 – Динамічний розрахунок автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

φ°	p_r , МПа	P_r , Н	P_j , Н	P_{av} , Н	N , Н	Z , Н	T , Н
0	0,275	3110,1	-23795,7	-21816,5	0,0	-21816,5	0,0
5	0,275	3110,1	-23648,5	-21669,4	-563,0	-21537,9	-2449,5
10	0,275	3110,1	-23209,4	-21230,3	-1100,1	-20716,7	-4770,0
15	0,275	3110,1	-22485,2	-20506,1	-1586,3	-19396,8	-6839,6
20	0,275	3110,1	-21487,4	-19508,3	-1998,7	-17648,2	-8550,4
25	0,275	3110,1	-20231,9	-18252,8	-2317,2	-15563,3	-9814,1
30	0,275	3110,1	-18739,4	-16760,2	-2525,5	-13252,0	-10567,2
35	0,275	3110,1	-17034,6	-15055,5	-2611,8	-10834,7	-10774,9
40	0,275	3110,1	-15146,8	-13167,7	-2569,9	-8435,2	-10432,7
45	0,275	3110,1	-13108,9	-11129,8	-2399,1	-6173,5	-9566,4
50	0,275	3110,1	-10957,1	-8978,0	-2105,1	-4158,3	-8230,6
55	0,275	3110,1	-8730,2	-6751,1	-1699,4	-2480,2	-6504,9
60	0,275	3110,1	-6468,6	-4489,5	-1199,2	-1206,2	-4487,6

65	0,275	3110,1	-4213,1	-2234,0	-626,6	-376,2	-2289,5
70	0,275	3110,1	-2003,8	-24,6	-7,2	-1,7	-25,6
75	0,275	3110,1	121,9	2101,1	631,5	-66,2	2192,9
80	0,275	3110,1	2130,0	4109,2	1261,5	-528,8	4265,8
85	0,275	3110,1	3991,8	5970,9	1856,3	-1328,8	6110,0
90	0,275	3110,1	5684,5	7663,7	2392,5	-2392,5	7663,7
95	0,275	3110,1	7192,5	9171,6	2851,3	-3639,8	8888,2
100	0,275	3110,1	8507,0	10486,2	3219,2	-4991,2	9767,9
105	0,275	3110,1	9626,7	11605,8	3488,3	-6373,3	10307,5
110	0,275	3110,1	10556,4	12535,6	3656,6	-7723,5	10529,0
115	0,275	3110,1	11306,9	13286,0	3726,8	-8992,5	10466,2
120	0,275	3110,1	11893,2	13872,3	3705,6	-10145,3	10161,0
125	0,275	3110,1	12333,6	14312,7	3602,8	-11160,7	9657,8
130	0,275	3110,1	12648,3	14627,5	3429,7	-12029,7	9000,7
135	0,275	3110,1	12858,6	14837,7	3198,4	-12753,4	8230,2
140	0,275	3110,1	12985,0	14964,2	2920,5	-13340,5	7381,6
145	0,275	3110,1	13047,5	15026,7	2606,8	-13804,4	6483,6
150	0,275	3110,1	13064,2	15043,3	2266,8	-14161,3	5558,6
155	0,275	3110,1	13050,9	15030,1	1908,1	-14428,2	4622,7
160	0,275	3110,1	13021,4	15000,6	1536,9	-14621,6	3686,3
165	0,275	3110,1	12987,0	14966,1	1157,8	-14755,8	2755,2
170	0,275	3110,1	12956,2	14935,3	773,9	-14842,8	1831,4
175	0,275	3110,1	12935,3	14914,4	387,5	-14891,4	913,9
180	0,275	3110,1	12927,9	14907,0	0,0	-14907,0	0,0
185	0,270	3058,8	12935,3	14863,1	-386,2	-14840,2	-910,7
190	0,272	3074,6	12956,2	14899,9	-772,1	-14807,6	-1827,0
195	0,274	3101,4	12987,0	14957,4	-1157,1	-14747,3	-2753,6
200	0,278	3139,6	13021,4	15030,1	-1539,9	-14650,3	-3693,5
205	0,282	3190,0	13050,9	15109,9	-1918,2	-14504,9	-4647,2
210	0,288	3253,5	13064,2	15186,8	-2288,4	-14296,3	-5611,6
215	0,295	3331,6	13047,5	15248,2	-2645,2	-14007,9	-6579,2
220	0,303	3426,0	12985,0	15280,1	-2982,1	-13622,1	-7537,4
225	0,313	3538,6	12858,6	15266,2	-3290,7	-13121,7	-8467,9
230	0,325	3672,1	12648,3	15189,5	-3561,5	-12491,9	-9346,5
235	0,339	3829,8	12333,6	15032,5	-3784,0	-11721,9	-10143,4
240	0,355	4015,8	11893,2	14778,0	-3947,6	-10807,7	-10824,3
245	0,374	4235,0	11306,9	14410,9	-4042,3	-9753,9	-11352,4
250	0,397	4493,7	10556,4	13919,2	-4060,2	-8576,0	-11691,1
255	0,424	4800,0	9626,7	13295,8	-3996,3	-7301,3	-11808,4
260	0,457	5163,9	8507,0	12540,0	-3849,7	-5968,7	-11681,0
265	0,495	5598,3	7192,5	11659,8	-3624,8	-4627,2	-11299,5
270	0,541	6119,8	5684,5	10673,4	-3332,1	-3332,1	-10673,4
275	0,597	6750,2	3991,8	9611,1	-2987,9	-2138,9	-9834,9
280	0,665	7518,2	2130,0	8517,3	-2614,7	-1096,0	-8841,9
285	0,748	8461,8	121,9	7452,8	-2240,1	-234,8	-7778,6
290	0,852	9632,6	-2003,8	6497,9	-1895,4	441,3	-6754,3
295	0,982	11101,2	-4213,1	5757,1	-1614,9	969,5	-5900,2
300	1,146	12965,1	-6468,6	5365,6	-1433,3	1441,5	-5363,3
305	1,358	15361,2	-8730,2	5500,1	-1384,5	2020,6	-5299,5
310	1,634	18483,5	-10957,1	6395,4	-1499,6	2962,2	-5863,1
315	1,999	22608,8	-13108,9	8368,9	-1804,0	4642,1	-7193,3
320	2,488	28132,8	-15146,8	11855,0	-2313,7	7594,3	-9392,7
325	3,149	35614,2	-17034,6	17448,7	-3027,0	12556,9	-12487,7

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.03.02.ПЗ

Аркуш

38

330	4,051	45811,9	-18739,4	25941,6	-3908,9	20511,6	-16356,0
335	5,275	59659,0	-20231,9	38296,1	-4861,7	32653,4	-20590,8
340	6,899	78022,0	-21487,4	55403,7	-5676,4	50121,0	-24283,3
345	8,925	100938,2	-22485,2	77322,0	-5981,5	73139,2	-25790,1
350	11,147	126061,0	-23209,4	101720,6	-5270,8	99260,0	-22854,3
355	13,009	147127,0	-23648,5	122347,5	-3178,7	121604,9	-13829,9
360	13,757	155587,2	-23795,7	130660,6	0,0	130660,6	0,0
365	17,164	194114,5	-23648,5	169335,1	4399,5	168307,3	19141,3
370	17,164	194114,5	-23209,4	169774,2	8797,1	165667,3	38144,4
375	17,164	194114,5	-22485,2	170498,4	13189,5	161275,1	56868,3
380	17,164	194114,5	-21487,4	171496,2	17570,7	155144,2	75166,2
385	13,470	152342,7	-20231,9	130979,8	16628,0	111680,7	70424,6
390	10,534	119138,4	-18739,4	99268,1	14957,9	78489,7	62588,0
395	8,333	94244,4	-17034,6	76078,8	13198,1	54750,0	54448,2
400	6,691	75669,9	-15146,8	59392,2	11591,2	38046,3	47056,0
405	5,459	61737,5	-13108,9	47497,7	10238,5	26346,2	40825,6
410	4,525	51180,4	-10957,1	39092,3	9166,1	18106,4	35838,3
415	3,809	43082,4	-8730,2	33221,2	8362,5	12204,7	32009,8
420	3,253	36790,9	-6468,6	29191,3	7797,7	7842,6	29179,3
425	2,815	31841,4	-4213,1	26497,3	7432,6	4462,0	27155,9
430	2,467	27901,4	-2003,8	24766,7	7224,4	1682,0	25744,0
435	2,187	24730,5	121,9	23721,5	7129,9	-747,4	24758,6
440	1,959	22153,0	2130,0	23152,1	7107,5	-2979,2	24034,6
445	1,772	20039,0	3991,8	22899,8	7119,1	-5096,2	23433,2
450	1,617	18291,0	5684,5	22844,6	7131,7	-7131,7	22844,6
455	1,489	16835,6	7192,5	22897,1	7118,3	-9086,8	22189,6
460	1,381	15616,2	8507,0	22992,3	7058,4	-10943,7	21417,3
465	1,290	14589,3	9626,7	23085,0	6938,6	-12677,0	20502,6
470	1,213	13720,8	10556,4	23146,3	6751,7	-14261,0	19441,1
475	1,148	12983,8	11306,9	23159,7	6496,4	-15675,5	18244,4
480	1,093	12357,1	11893,2	23119,3	6175,7	-16908,0	16934,0
485	1,045	11823,6	12333,6	23026,2	5796,2	-17955,3	15537,4
490	1,005	11369,7	12648,3	22887,1	5366,4	-18822,4	14083,1
495	0,971	10984,3	12858,6	22711,9	4895,7	-19521,5	12597,9
500	0,942	10658,5	12985,0	22512,6	4393,7	-20069,8	11105,1
505	0,918	10385,1	13047,5	22301,7	3868,9	-20487,6	9622,5
510	0,898	10158,3	13064,2	22091,5	3328,8	-20796,2	8162,9
515	0,882	9973,3	13050,9	21893,3	2779,4	-21016,7	6733,5
520	0,869	9826,7	13021,4	21717,2	2225,0	-21168,5	5336,9
525	0,859	9715,4	12987,0	21571,4	1668,7	-21268,3	3971,2
530	0,852	9637,3	12956,2	21462,6	1112,1	-21329,6	2631,7
535	0,848	9591,0	12935,3	21395,4	555,9	-21362,4	1311,0
540	0,847	9575,7	12927,9	21372,7	0,0	-21372,7	0,0
545	0,200	2261,9	12935,3	14066,2	-365,5	-14044,5	-861,9
550	0,200	2261,9	12956,2	14087,1	-729,9	-13999,9	-1727,3
555	0,200	2261,9	12987,0	14117,9	-1092,1	-13919,5	-2599,1
560	0,200	2261,9	13021,4	14152,4	-1450,0	-13794,8	-3477,9
565	0,200	2261,9	13050,9	14181,8	-1800,4	-13614,0	-4361,8
570	0,200	2261,9	13064,2	14195,1	-2138,9	-13362,8	-5245,2
575	0,200	2261,9	13047,5	14178,5	-2459,7	-13025,1	-6117,6
580	0,200	2261,9	12985,0	14116,0	-2754,9	-12584,3	-6963,2
585	0,200	2261,9	12858,6	13989,5	-3015,5	-12024,4	-7759,8
590	0,200	2261,9	12648,3	13779,3	-3230,9	-11332,1	-8478,8

595	0,200	2261,9	12333,6	13464,5	-3389,3	-10499,3	-9085,4
600	0,200	2261,9	11893,2	13024,1	-3479,1	-9525,0	-9539,7
605	0,200	2261,9	11306,9	12437,8	-3488,9	-8418,4	-9798,1
610	0,200	2261,9	10556,4	11687,4	-3409,2	-7200,9	-9816,5
615	0,200	2261,9	9626,7	10757,6	-3233,4	-5907,5	-9554,2
620	0,200	2261,9	8507,0	9638,0	-2958,8	-4587,4	-8977,8
625	0,200	2261,9	7192,5	8323,4	-2587,6	-3303,2	-8066,2
630	0,200	2261,9	5684,5	6815,5	-2127,7	-2127,7	-6815,5
635	0,200	2261,9	3991,8	5122,7	-1592,6	-1140,0	-5242,0
640	0,200	2261,9	2130,0	3261,0	-1001,1	-419,6	-3385,3
645	0,200	2261,9	121,9	1252,9	-376,6	-39,5	-1307,6
650	0,200	2261,9	-2003,8	-872,8	254,6	-59,3	907,3
655	0,200	2261,9	-4213,1	-3082,2	864,6	-519,0	3158,8
660	0,200	2261,9	-6468,6	-5337,7	1425,8	-1434,0	5335,5
665	0,200	2261,9	-8730,2	-7599,3	1912,9	-2791,8	7322,2
670	0,200	2261,9	-10957,1	-9826,2	2304,0	-4551,2	9008,2
675	0,200	2261,9	-13108,9	-11978,0	2581,9	-6644,0	10295,4
680	0,200	2261,9	-15146,8	-14015,9	2735,4	-8978,5	11104,7
685	0,200	2261,9	-17034,6	-15903,7	2759,0	-11445,1	11382,0
690	0,200	2261,9	-18739,4	-17608,4	2653,3	-13922,7	11102,0
695	0,200	2261,9	-20231,9	-19101,0	2424,9	-16286,6	10270,1
700	0,200	2261,9	-21487,4	-20356,5	2085,6	-18415,5	8922,2
705	0,200	2261,9	-22485,2	-21354,3	1651,9	-20199,1	7122,5
710	0,200	2261,9	-23209,4	-22078,5	1144,0	-21544,4	4960,5
715	0,200	2261,9	-23648,5	-22517,6	585,0	-22380,9	2545,3
720	0,275	3110,1	-23795,7	-21816,5	0,0	-21816,5	0,0

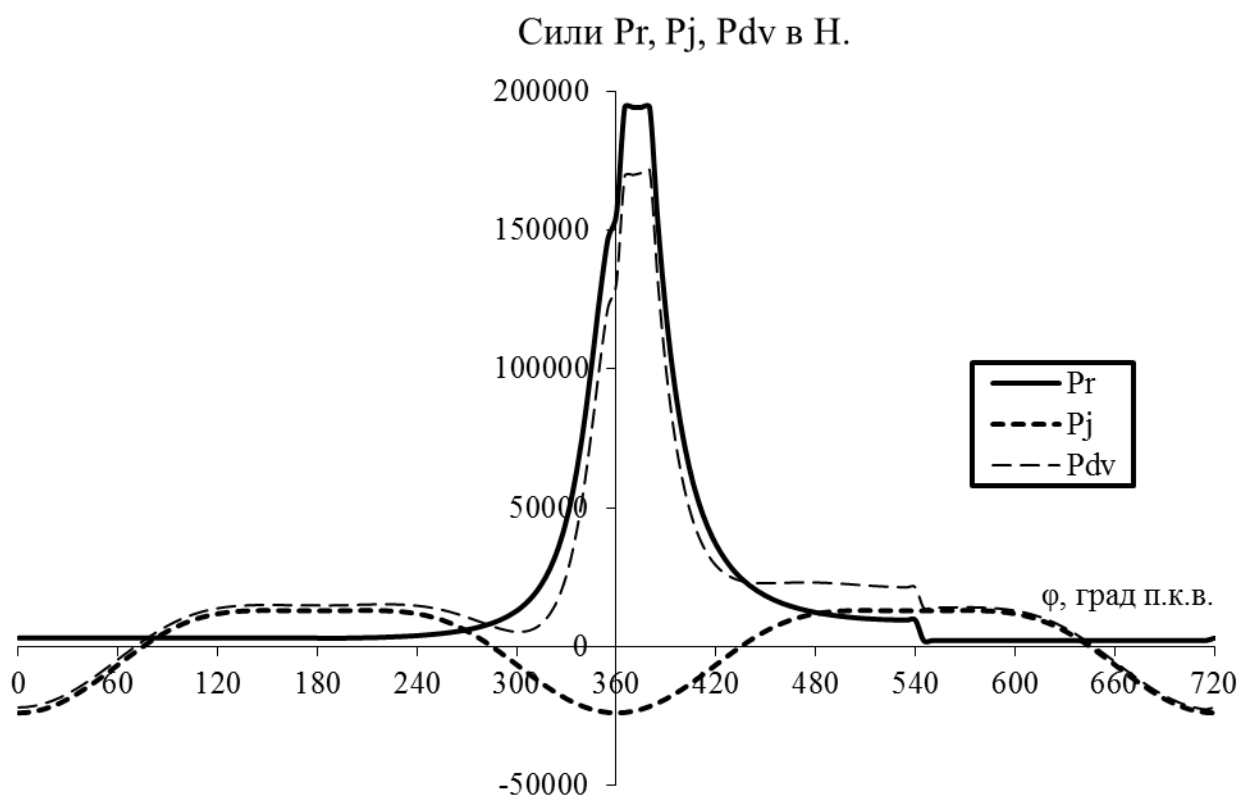


Рисунок 2.6 – Сили P_r , P_j і P_{dv} автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227 зм. 25.03.02.ПЗ

Аркуш

40

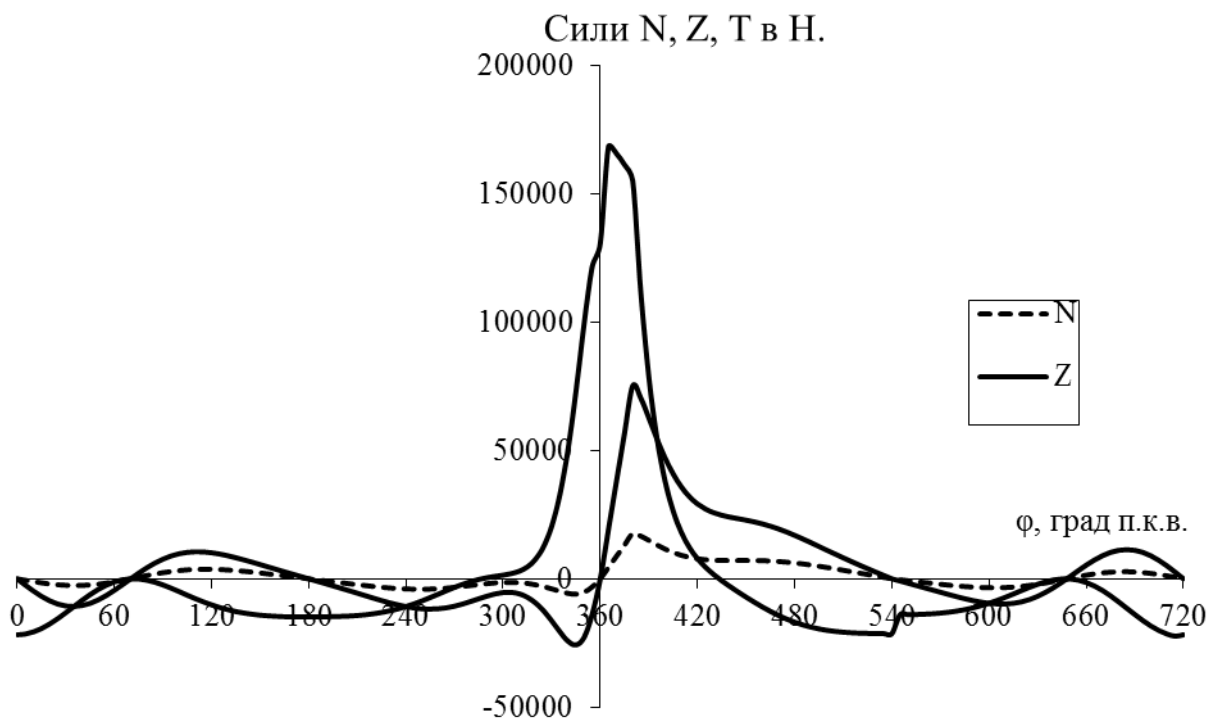


Рисунок 2.7 – Сили N , Z та T автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

Розклавши рушійну силу $P_{dv}(\varphi)$ математично пару тангенціальних сил – T й T' . Ці пара сил на плечі r утворює крутний момент $M_{кр}(\varphi)$ автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5):

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

Сумарна дотична сили $T_{сум}^\varphi$ та сумарний крутний момент $M_{кр}^\varphi$ визначаються, як:

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

$$M_{кр.сер} = T_{сум.сер} \cdot r, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

де φ_3 – кут заклинки колін автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) становитиме $\varphi_3 = 120$ град.

На рис. 2.8 подано вигляд сумарної дотичної сили $T_{сум}^\varphi$ автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5), а у табл. 2.14 значення точок.

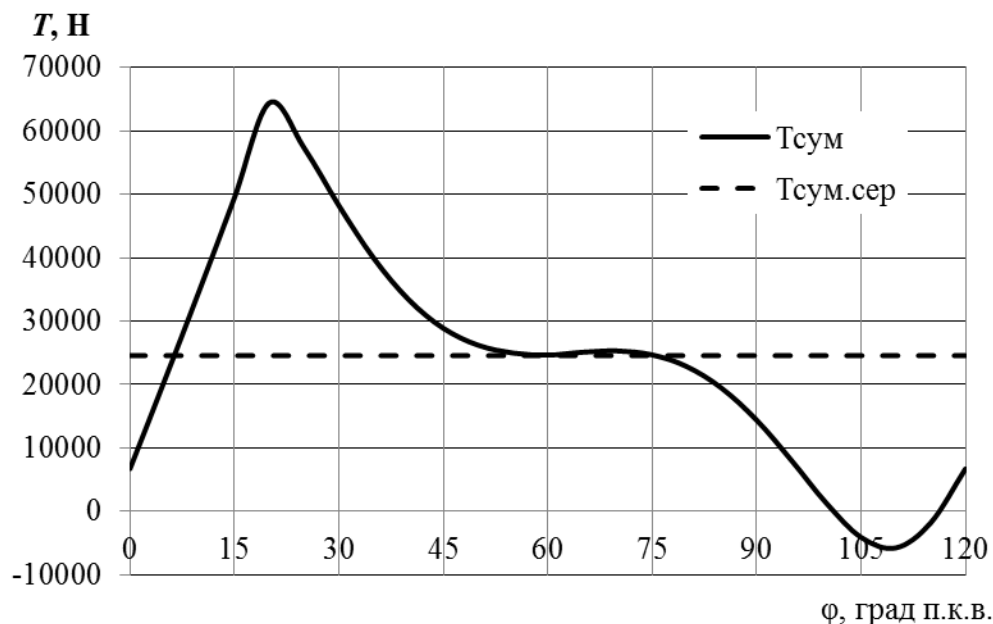


Рисунок 2.8 – Сили $T_{\text{сум}}$ та $T_{\text{сум.сер}}$ автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

Таблиця 2.14 – Сили $T_{\text{сум}}^{\phi}$ та $T_{\text{сум.сер}}^{\phi}$ автомобільного двигуна MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

Кут ПКВ, ϕ°	Значення $T(\phi)$ по куту ПКВ, Н					
	1-й цил.	2-й цил.	3-й цил.	4-й цил.	5-й цил.	6-й цил.
0	0,0	10161,0	-10824,34	0,00	16934,0	-9539,68
5	-2449,5	9657,8	-11352,39	19141,31	15537,4	-9798,05
10	-4770,0	9000,7	-11691,13	38144,44	14083,1	-9816,53
15	-6839,6	8230,2	-11808,42	56868,30	12597,9	-9554,2
20	-8550,4	7381,6	-11681,00	75166,25	11105,1	-8977,76
25	-9814,1	6483,6	-11299,53	70424,56	9622,5	-8066,21
30	-10567,2	5558,6	-10673,43	62587,97	8162,9	-6815,47
35	-10774,9	4622,7	-9834,95	54448,24	6733,5	-5242,05
40	-10432,7	3686,3	-8841,92	47055,96	5336,9	-3385,28
45	-9566,4	2755,2	-7778,58	40825,63	3971,2	-1307,64
50	-8230,6	1831,4	-6754,31	35838,28	2631,7	907,2596
55	-6504,9	913,9	-5900,18	32009,76	1311,0	3158,811
60	-4487,6	0,0	-5363,34	29179,28	0,0	5335,471
65	-2289,5	-910,7	-5299,51	27155,88	-861,9	7322,156
70	-25,6	-1827,0	-5863,09	25744,00	-1727,3	9008,242
75	2192,9	-2753,6	-7193,34	24758,58	-2599,1	10295,41
80	4265,8	-3693,5	-9392,66	24034,62	-3477,9	11104,68
85	6110,0	-4647,2	-12487,70	23433,16	-4361,8	11381,98
90	7663,7	-5611,6	-16356,02	22844,64	-5245,2	11102,01
95	8888,2	-6579,2	-20590,85	22189,59	-6117,6	10270,13
100	9767,9	-7537,4	-24283,26	21417,31	-6963,2	8922,175
105	10307,5	-8467,9	-25790,12	20502,59	-7759,8	7122,549
110	10529,0	-9346,5	-22854,34	19441,14	-8478,8	4960,542
115	10466,2	-10143,4	-13829,93	18244,36	-9085,4	2545,345
120	10161,0	-10824,3	0,00	16934,03	-9539,7	1,07E-11

2.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок циклу автомобільного дизельного двигуна виробництва MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5). Побудовано теоретичні індикаторні діаграми системах координат $p-V/V_c$, $T-V/V_c$, а також у системі $T-S$. Проведено розрахунок кінематики, а також динаміки автомобільного дизельного двигуна виробництва MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) за результатами чого побудовано ряд графічних залежностей діючих сил.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.03.02.ПЗ</i>	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА MAN ТИПУ 6ЧН 12/15,5 (D2066 LF)

3.1. Загальні положення розрахунків на міцність

Виконання розрахунків деталей двигунів внутрішнього згоряння на міцність на сьогодні має спрощений умовний підхід. Це перш за все пояснюється складністю розрахунку допустимих напружень деталей та певною неточністю розрахунку діючих сил, а також робочих розрізів.

Майже усі базові деталі двигунів внутрішнього згоряння працюють при постійно змінних навантаженнях. Таким чином, граничними напруженнями для деталей двигунів внутрішнього згоряння є напруження, що перш за все обумовлені умовами втомної міцності матеріалу з якого вони виготовлені. При цьому втомна міцність матеріалу у свою чергу залежить не тільки від матеріалу та його термічної обробки, а й від ряду інших додаткових чинників:

- діапазону ймовірних коливань напружень;
- контурів та конфігурації самої деталі;
- фактичних розмірів деталі;
- стану чистоти оброблення поверхонь деталі;
- форми переходів й поєднань між поверхнями, що стикаються;
- орієнтації волокон матеріалу відносно навантажень деталі;
- структури матеріалу та його якості.

Відповідно врахувати при виконанні розрахунку на міцність сукупність впливу усіх перелічених вище факторів та багатьох інших фактично не можливо. При виконанні розрахунку на міцність також не можна врахувати швидкість змінення за часом прикладеної сили, тривалості її дії та ступеня пружності усієї розрахункової системи. Відмічені вище фактори вимагають застосування однієї єдиної методики виконання розрахунку на міцність, що наприкінці дасть змогу шляхом здійснення зіставлення напружень у відповідних деталях спроектованого двигуна внутрішнього згоряння оцінити їх усі характеристики міцності та відповідно і надійності.

					КРБ.142.4227зст.25.03.03.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таким чином, обрана при проектуванні форма деталі двигуна з врахуванням її умов роботи, а також характеру навантаження, має бути обов'язково перевірена відповідними розрахунками. Іншими словами, необхідно за допомогою виконання розрахунку проконтролювати усі геометричні розміри розроблених і скомпонованих деталей двигуна внутрішнього згоряння.

Після здійснення потрібної перевірки за допомогою відповідного розрахунку усіх складових частин компоновки та внесення потрібних змін і корективів розпочинають безпосередньо виконання робочих креслень деталей. За виконаними робочими кресленнями деталей здійснюють збирання відповідних складальних вузлів та, нарешті отримують загальний вигляд самого спроектованого двигуна. Саме така послідовність та методика й становить розробку проекту нового двигуна.

При цьому обрання матеріалів та їх механічних властивостей для спроектованих деталей безпосередньо обґрунтовується отриманими даними виконаного розрахунку та умовами їх навантаження.

3.2. Аналіз матеріалів, що застосовують для виготовлення колінчастих валів швидкохідних двигунів внутрішнього згоряння

Базовим матеріалом для виготовлення колінчастих валів різних типів двигунів внутрішнього згоряння є сталь. Колінчасті вали для двигунів внутрішнього згоряння з діаметром їх робочих циліндрів менше ніж $D_{ц} = 200$ мм здебільшого штампують. При цьому заготовки для виготовлення досить великих колінчастих валів потужних дизелів отримують шляхом вільного кування, а в окремих випадках виготовляють литими сталевими.

Колінчасті вали, які виготовлено куванням досить великих та потужних багатоциліндрових двигунів внутрішнього згоряння виконуються з двох або навіть значно більшої кількості складових частин, що значно спрощує процес їх кування. Також застосовується конструкція при якій колінчастий вал складається з окремих кованих частин – шатунних та корінних шийок, а також щік, що їх поєднують. У такому випадку з'єднання елементів вала відбувається за допомогою гарячої пресової посадки корінних та шатунних шийок у щоки валу.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.03.03.ПЗ</i>	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для виготовлення колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння широко застосовується сталі наступних марок: 30, 35 та 40. Застосування цих сталей визначає їх механічні властивості відповідно до хімічного складу. Варто відзначити, що маркування сталей у машинобудуванні виконується за умов середнього вмісту С (вуглецю у сотих частках відсотка). Так, наприклад, сталь, яка маркується, як 35 містить 0,3...0,4 % С (див. таблицю 3.1).

Таблиця 3.1 – Базові фізико-механічні параметри сталі марки 35

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

Крім перелічених вище сталей, колінчасті вали двигунів внутрішнього згоряння виготовляють з сталі яка маркується, як Ст5. За своїми основними базовими фізико-механічні властивостями ця марка сталі максимально наближена до сталі 35 (див. таблицю 3.1), хоча має трохи більше подовження ($\delta_5 > 20\%$). За вимогою замовника виробник сталей 30, 35 й 40 може виготовляти їх з гарантованою певною ударною в'язкістю. У цьому випадку до марки сталі додають літера – «У» (наприклад, сталь-35У). Усі зразки для колінчастих валів мають бути попередньо термічно оброблені та заготовка вибирається уздовж волокон. Термічна обробка зразків для колінчастих валів полягає у загартуванні та високому відпуску за температури 600°C.

За таких умов попередньої термічної обробки ударна в'язкість для зазначених трьох марок сталі має скласти не менше, ніж 80 Дж/см², 70 Дж/см² та відповідно 60 Дж/см². При цьому для «сирих» зразків їх ударна в'язкість має становити 65...50 Дж/см². Межа втоми (σ_y) у зазначених вище сталей за умов термічної їх обробки становитиме – 200...230 МПа. Відповідно до цього, дійсні напруження, які виникають у валу двигуна внутрішнього згоряння не мають перевищувати значення у 200 МПа, при цьому запас міцності тоді складатиме одиницю (використання таких валів є неможливим).

Використання різних легованих сталей для підвищення жорсткості колінчастих валів не приносить жодних переваг. Жорсткість колінчастого валу, за умови однако-

вих геометричних розмірів і форми, цілком й повністю визначається модулем пружності. Зі збільшенням модуля пружності зростає й жорсткість колінчастого валу. Проте насправді модуль пружності для сталей залишається постійним і не залежить від легування сталі.

Проте різного роду леговані сталі широко застосовуються для колінчастих валів у високонавантажених двигунах внутрішнього згоряння. Це можна пояснити наступними причинами:

- використання різного роду легованих сталей з набагато вищими міцнісними характеристиками часто є єдиним рішенням, яке дозволяє конструкторам задовольнити підвищені вимоги до міцності колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння в умовах значного зростання p_z ;

- при збільшенні питомих тисків на вкладиші підшипників ковзання зносостійкість шийок колінчастого валу двигуна може бути покращена.

Проте не слід значно переоцінювати потенціал використання різних легованих сталей у виробництві двигунів. Леговані сталі, по суті, є ефективними лише після проведення над ними термічної обробки, яка забезпечує поліпшення їх структури на всій глибині матеріалу.

Термічна обробка великих колінчастих валів двигуна внутрішнього згоряння, що забезпечує значне поліпшення структури матеріалу по всьому перетину, є досить складним процесом. Це пов'язано з необхідністю використання печей великої місткості та тривалим часом витримки колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння в печі. Важливо також враховувати, що різні леговані сталі, зокрема хромонікелеві, мають схильність до утворення флокенів. При цьому ймовірність їх формування зростає з розміром колінчастого вала. Тому колінчасті вали з різних легованих сталей зазвичай виготовляють з діаметром шийок колінчастого вала не більше $d_{\text{ш}}=180$ мм. Для виготовлення значно більших колінчастих валів двигуна внутрішнього згоряння доцільніше використовувати різні вуглецеві сталі. Найпоширенішими марками сталей для колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння є 30ХМА, 20ХН3А, 40ХН та 40Х (дивись табл. 3.2).

При додаванні хрому (Х) у сталь твердість її зростає, підвищується її зносостійкість та межа міцності, проте це може призвести до утворення шкідливих ліквациї, волосовин і тріщин. Додавання нікелю (N) у сталь сприяє подрібненню структури цієї сталі, що, в свою чергу, підвищує її в'язкість і подовження. Навіть невелика кількість молібдену (М) (0,15 ... 0,25%) як добавки до сталі призводить до подрібнення структури сталі, збільшення в'язкості та подовження, а також підвищення межі міцності. Індекс «А» в кінці маркування сталі вказує на знижений вміст шкідливих домішок, таких як сірка, фосфор і мідь, що сприяє поліпшенню фізико-механічних властивостей цієї сталі.

Таблиця 3.2 – Базові фізико-механічні властивості основних легованих сталей

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

Сталь марки 40Х має значну схильність до ліквациї, тому її не можна рекомендувати як основний матеріал для колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння. Вона використовується як альтернатива хромонікелевим сталям. Використання сталі 40Х у колінчастих валах двигунів внутрішнього згоряння невеликого розміру є виправданим. Хромонікелеві сталі широко застосовуються як матеріал для колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння, проте їх виробництво вимагає ретельного контролю через схильність до утворення флокенів.

Сталь яка маркується, як 20ХН3А застосовується для виготовлення колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння авіаційного призначення, які піддаються значним навантаженням. Хромомолібденова сталь, що має маркування 30ХМА, рекомендується для колінчастих валів швидкохідних двигунів. Ці сталі, завдяки підвищеній межі міцності, характеризуються високою в'язкістю та хорошою здатністю до прожарювання, при цьому не виявляють крихкості під час відпуску, що часто спостерігається у хромонікелевих сталях.

В залежності від режиму термічної обробки колінчастих валів ДВЗ змінюються їх фізико-механічні характеристики. Наприклад, підвищуючи температуру відпуску, можна досягти більшої в'язкості сталі, але при цьому межа міцності знизиться. Таким чином, в залежності від вимог, визначених технічними умовами для матеріалу колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання, показники міцності можуть відрізнятися від значень, наведених у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Базові характеристика матеріалу колінчастих валів ДВЗ за практичними даними їх термічної обробки

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

Твердість металу колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання можна підвищити шляхом загартування, що суттєво вплине на інші характеристики, зокрема призведе до зниження ударної в'язкості сталі та її подовження. Підвищена твердість необхідна лише на поверхнях шийок колінчастого валу двигуна, що дозволяє значно збільшити моторесурс двигуна внутрішнього згорання та використовувати антифрикційні сплави для підшипників, які ефективно працюють під великими питомими тисками (наприклад, застосувати свинцевоподібну бронзу). Наразі підвищення твердості шийок колінчастого валу двигуна досягається за допомогою поверхневого загартування, яке змінює структуру сталі на невелику глибину – 1,5...3,0 мм. Для цього при виготовленні колінчастих валів застосовують високочастотне загартування або швидке нагрівання шийки валу двигуна прямим киснево-ацетиленовим полум'ям з подальшим швидким її охолодженням.

Для відповідальних колінчастих валів двигунів внутрішнього згорання використовують сталь 38ХМЮА (дивись табл. 3.4).

Таблиця 3.4 – Базові фізико-механічні властивості сталі 38ХМЮА

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

Легування сталей для колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння алюмінієм (Ю) дозволяє здійснити азотування, що значно підвищує поверхневу твердість шийок. У такому випадку твердість шийок колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння коливається в межах 70 – 75 одиниць за шкалою R_c . Оскільки процес азотування відбувається при температурах нижче 600 °С, концентрація напружень у переходах колінчастого валу двигунів внутрішнього згоряння є мінімальною. Відповідно, втрата довжини робочої поверхні шийок колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння на радіуси необхідних заокруглень також невелика. Переходи та радіуси заокруглень для колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння, виготовлених зі сталі 38ХМЮА, можуть становити приблизно 2,0...3,0 мм. Ударна в'язкість цієї сталі після термообробки наближається до її верхньої межі. Використання такої сталі обмежене її високою вартістю, малими розмірами початкової заготовки, а також значними витратами на сам процес азотування. Для розглянутих сталей межа втоми становить $\sigma_y = 280 - 320$ МПа.

Під час термічної обробки основним завданням є максимальне підвищення ударної в'язкості та межі втоми колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння. Наступне поверхнєве загартування шийок колінчастого валу дизельного двигуна є необхідним етапом.

Таким чином, при порівнянні межі втоми вуглецевих і легованих сталей можна зробити такі висновки:

– допустимі напруги для деталей, виготовлених з легованих сталей, можуть бути підвищені на 20 – 25% у порівнянні з вуглецевими сталями, а в окремих випадках навіть на 50%;

– відносна деформація колінчастих валів двигуна внутрішнього згоряння у такій ситуації зростатиме прямо пропорційно до рівня напружень.

У сучасному проектуванні та виготовленні колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння використовується чавун. Дослідження основних властивостей чавуну та порівняння отриманих результатів з показниками, отриманими під час випробувань сталі, дозволили зробити такі висновки (дивись табл. 3.5):

– межі втоми чавунних і сталевих валів однакової форми є досить близькими;

					КРБ.142.4227зст.25.03.03.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- наявність пошкоджень поверхні в чавунних деталях (наприклад, подряпини або надрізи) не впливає на величину межі втоми;
- завдяки високій циклічній в'язкості та нижчому модулю пружності чавун під впливом змінних навантажень демонструє більшу надійність у порівнянні зі сталлю;
- зі збільшенням межі міцності чавуну знижується його циклічна в'язкість та нечутливість до наявних поверхневих пошкоджень.

Таблиця 3.5 – Порівняння властивостей чавуну та сталі, що застосовують для валів

Основні властивості	Чавун	Сталь
Міцність на розрив	Середня	Хороша
Циклічна в'язкість в %	40	20
Подовження	Мале	Хороша
Чутливість до надрізів	Низька	Висока

3.3. Розрахунок колінчастого валу автомобільного двигуна MAN типу 6CH 12/15,5 (D2066 LF)

Колінчастий вал двигуна внутрішнього згоряння сприймає сили від тиску газів та навантаження, викликаного інерційними силами рухомих частин дизеля – поршнем і шатуном. Під час роботи двигуна внутрішнього згоряння інерційні сили періодично змінюють навантаження на колінчастий вал. Коли напрямок інерційної сили протилежний тиску газів у циліндрі, колінчастий вал розвантажується. Якщо ж знаки сил збігаються, вал зазнає додаткового навантаження. Інерційна сила, що виникає, пропорційна квадрату обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння, тому при зміні швидкості роботи змінюється і характер навантаження на колінчастий вал дизеля. Наприклад, зі зменшенням обертів двигуна амплітуда коливань сил зростає.

Суднові дизельні двигуни працюють при змінних обертах, що супроводжується відносно невеликими силами інерції. Тому розрахунок колінчастого вала таких дизельних двигунів проводять, виходячи з найгірших умов їх експлуатації, без урахування цих сил інерції. Натомість, у високооборотних автомобільних двигунах, навіть при досить низьких значеннях тиску p_z , сили інерції можуть бути значними і пере-

вищувати $0,5 \cdot p_z$. У зв'язку з цим, сили інерції стають вирішальними при виконанні розрахунків.

Швидкохідні дизельні двигуни характеризуються високим значенням тиску згоряння p_z та значними силами інерції. Тому при розрахунках враховується вся сукупність діючих у двигуні сил. Ця тенденція також спостерігається в авіаційних двигунах. Під час запуску двигунів внутрішнього згоряння сили інерції є незначними, тоді як тиск згоряння залишається досить високим (перші спалахи ще непрогрітого двигуна зазвичай демонструють значно підвищений p_z). Тому при розрахунках і проектуванні колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння не можна ігнорувати цей режим роботи.

Розрахункову схему колінчастого валу багатциліндрових двигунів внутрішнього згоряння можна уявити як балку з багатьма опорами, яка піддається навантаженню силами, величина та напрямок яких постійно змінюються в залежності від кута повороту колінчастого валу двигуна.

При практичних розрахунках однорядних двигунів внутрішнього згоряння розміри самого колінчастого валу обов'язково перевіряються в трьох критичних положеннях:

- у верхній мертвій точці (ВМТ), де радіальне зусилля досягає максимального значення, що дорівнює максимальному тиску p_z , при цьому вважаючи, що $P_j = 0$ (умови запуску);

- у положенні колінчастого валу, яке відповідає максимальному значенню тангенціального зусилля розрахункового коліна (при цьому враховуються сили інерції за умов номінального числа обертів);

- у положенні колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння, що відповідає максимальному значенню тангенціального зусилля для всього дизеля (сили інерції також враховуються за умов максимального числа обертів).

У таких випадках, коли проміжні положення колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння можуть створювати більш складні умови експлуатації (наприклад, у V-подібних конструкціях або у швидкохідних ДВЗ з великими інерційними

силами), перевірка міцності колінчастого валу здійснюється через кожні 10...20° кута його обертання.

Як було зазначено раніше, розрахункову модель колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння можна уявити як багатоопорну балку. Проте точність цього розрахунку є умовною, оскільки рама двигуна внутрішнього згоряння не є абсолютно жорсткою конструкцією, і її деформація суттєво впливає на величину згинаючих моментів, що діють на колінчастий вал. У розрахунках вважається, що коліно валу також є абсолютно жорстким, що насправді є значним відхиленням від реальності.

Саме тому, під час розрахунку колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння, зазвичай аналізують лише одне з найбільш навантажених колін, яке спирається на дві опори, а інші частини вала ігноруються. Такий підхід дозволяє зменшити похибки в порівнянні з методом розрахунку нерозрізного колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння. В результаті, розрахункові напруги вигину виходять дещо вищими, що робить цей розрахунок більш надійним.

Відповідно до цього, основні принципи розрахункової схеми колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння можна сформулювати наступним чином:

- розраховується найбільш навантажене коліно колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння;
- частина колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння між двома сусідніми підшипниками вільно спирається на опори (тобто колінчастий вал розглядається як балка, що лежить на двох опорах);
- опори та точки прикладання зовнішніх сил проходять через середні площини підшипників колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння;
- розрахункове коліно колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння вважається абсолютно жорстким.

Розрахунок колінчастого валу автомобільного двигуна MAN типу 6ЧН 12/15,5 (D2066 LF) виконано у середовищі MathCAD (середовище математичного програмування), а усі результати розрахунку подані у таблицях 3.6 й 3.7. Розрахункова схема колінчастого валу автомобільного двигуна MAN типу 6ЧН 12/15,5 (D2066 LF) подана на рис. 3.1.

					КРБ.142.4227зст.25.03.03.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 3.6 – Вихідні дані для розрахунку валу автомобільного двигуна MAN типу 6ЧН 12/15,5 (D2066 LF)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Діаметр циліндра	$D_{ц}$, м	0,120
2	Радіус кривошипа	r , м	0,0775
3	Частота обертання	n , хв ⁻¹	1900
4	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	17,164
5	Максимальна абсолютна сила інерції	P_j , МПа	2,10406
6	Дотична сила при P_z	T_z , МПа	1,692513
7	Максимальна дотична сила	T_{max} , МПа	6,64635
8	Максимальна радіальна сила	Z_{max} , МПа	14,882068

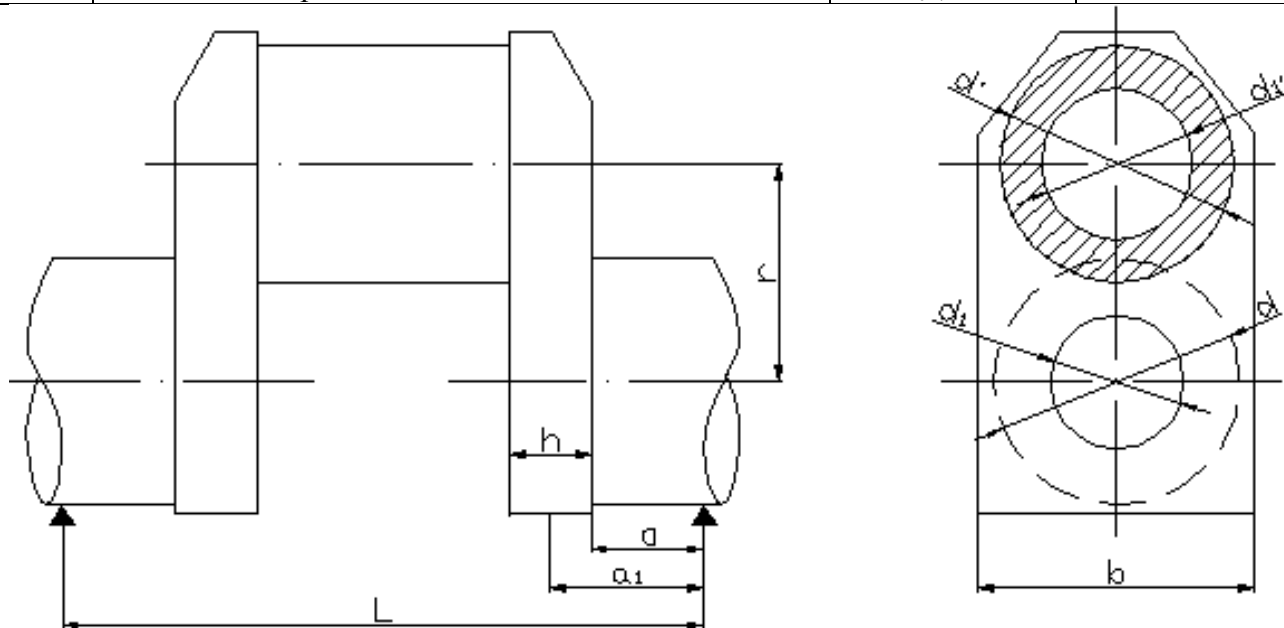


Рисунок 3.1 – Схема колінчастого валу автомобільного двигуна MAN типу 6ЧН 12/15,5 (D2066 LF)

Таблиця 3.7 – Результати розрахунку колінчастого валу автомобільного двигуна MAN типу 6ЧН 12/15,5 (D2066 LF)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
Основні конструктивні параметри				
1	Діаметр корінної шийки зі сторони відбору потужності	d_k , мм	–	94,00
2	Довжина корінної шийки зі сторони відбору потужності	l_k , мм	–	58,00
3	Діаметр корінної шийки зі сторони протилежної відбору потужності	d'_k , мм	–	94,00
4	Довжина корінної шийки зі сторони протилежної відбору потужності	l'_k , мм	–	48,00

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227 зм. 25.03.03.ПЗ

Аркуш

54

5	Діаметр шатунної шийки	$d_{ш}$, мм	—	94,00
6	Довжина шатунної шийки	$l_{ш}$, мм	—	48,00
7	Товщина щоки	h , мм	—	40,00
8	Ширина щоки	b , мм	—	160,00
9	Відстань між серединами корінних шийок	L , мм	—	176,00
10	Відстань від середини корінної шийки до середини щоки з сторони відбору потужності	a_1 , мм	—	49,00
11	Відстань від середини корінної шийки до середини щоки з сторони протилежної відбору потужності	a'_1 , мм	—	44,00
12	Відстань від середини корінної шийки до щоки з сторони відбору потужності	a , мм	—	29,00
13	Відстань від середини корінної шийки до щоки з сторони протилежної відбору потужності	a' , мм	—	24,00
14	Діаметр отвору в корінній шийці	d_{k1} , мм	—	8,00
15	Діаметр отвору в мотилевій шийці	$d_{ш1}$, мм	—	8,00

Розрахунок рамової шийки з боку відбору потужності

1	Згинаючий момент на корінній шийці	Н·мм	$M_{u1} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a$	$2,815 \cdot 10^6$
2	Момент опору шийки	мм ³	$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k}$	$8,305 \cdot 10^4$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_u := \frac{M_{u1}}{W}$	33,891
4	Момент, який скручує шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1483,495
5	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := 2 \cdot W$	$1,661 \cdot 10^5$
6	Напруга від кручення	МПа	$\tau_k := \frac{M_k}{W_n}$	$8,931 \cdot 10^{-3}$
7	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	33,891

Розрахунок рамової шийки з боку протилежного відбору потужності

1	Згинаючий момент на корінній шийці	Н·мм	$M_{u2} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a'$	$4,462 \cdot 10^6$
2	Момент опору шийки	мм ³	$W' := 0.1 \cdot d_k^3$	$8,306 \cdot 10^4$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227 зм. 25.03.03.ПЗ

Аркуш

55

3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma'_u := \frac{M_u}{W}$	29,641
4	Момент, який скручує шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1917,704
5	Полярний момент опору перетину шийки		$W'_n := 2 \cdot W'$	$1,661 \cdot 10^5$
6	Напруга від кручення	МПа	$\tau'_k := \frac{M_k}{W'_n}$	0,012
7	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma'_c := \sqrt{\sigma'_u{}^2 + 4 \cdot \tau'_k{}^2}$	29,641

Розрахунок щоки коліна

1	Згинаючий момент від реакції P_z на плече a_1	Н·мм	$M_u = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_w}{2} \right)}{L} \cdot a_1$	$4,756 \cdot 10^6$
2	Момент опору щоки	мм ³	$W := \frac{b \cdot h^2}{6}$	$4,267 \cdot 10^4$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{uw} := \frac{M_u}{W}$	111,467
4	Згинаючий момент від тангенціальної сили	Н·мм	$M'_u := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1917,704
5	Момент опору щоки	мм ³	$W' := \frac{h \cdot b^2}{6}$	$1,707 \cdot 10^5$
6	Напруга від згинання	МПа	$\sigma'_{uw} := \frac{M'_u}{W'}$	0,011
7	Напруга від стиску силою $P_z/2$	МПа	$\sigma_{cm} := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h}$	15,166
8	Сумарне навантаження в щьоці	МПа	$\sigma_\Sigma := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{cm}$	126,644

Розрахунок мотилевої шийки

1	Згинаючий момент від сили P_z	Н·мм	$M := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l_w}{4}$	$2,329 \cdot 10^6$
2	Момент опору шийки	мм ³	$W := 0.1 \cdot \frac{d_w^4 - d_{w1}^4}{d_w}$	$8,305 \cdot 10^4$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{uw} := \frac{M}{W}$	28,047
4	Момент скручування шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1917,704
5	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_{pn} := 2 \cdot W$	$1,661 \cdot 10^5$
6	Напруга від кручення	МПа	$\tau_{wk} := \frac{M_k}{W_{pn}}$	0,012
7	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma_{cw} := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	28,047

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зсм.25.03.03.ПЗ

Аркуш

56

**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	$M_{1u} = T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a$	$1,090 \cdot 10^6$
2	Максимальне абсолютне значення дотичної сили	Н·мм	$M_{2u} = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a$	$2,441 \cdot 10^6$
3	Сумарний згинаючий момент	Н·мм	$M_{\Sigma u} := \sqrt{M_{1u}^2 + M_{2u}^2}$	$2,673 \cdot 10^6$
4	Момент опору шийки	мм ³	$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k}$	$8,305 \cdot 10^4$
5	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{\Sigma u} := \frac{M_u}{W}$	32,182
6	Момент скручування шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1917,704
7	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := 2 \cdot W$	$1,661 \cdot 10^5$
8	Напруга від кручення	МПа	$\tau_k := \frac{M_k}{W_n}$	0,012
9	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma_{\Sigma \Sigma} := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	32,182

Розрахунок щоки коліна

1	Згинаючий момент від реакції Z на плече a_1	Н·мм	$M_{\Sigma u} = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a_1$	$4,124 \cdot 10^6$
2	Момент опору щоки	мм ³	$W := \frac{b \cdot h^2}{6}$	$4,267 \cdot 10^4$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{\Sigma u} := \frac{M_u}{W}$	96,648
4	Згинаючий момент від тангенціальної сили	Н·мм	$M'_u := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1917,704
5	Момент опору щоки	мм ³	$W' := \frac{h \cdot b^2}{6}$	$1,707 \cdot 10^5$
6	Напруга від згинання	МПа	$\sigma'_{\Sigma u} := \frac{M'_u}{W'}$	0,011
7	Напруга від стиску силою $Z/2$	МПа	$\sigma_{cm} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h}$	13,149
8	Сумарне навантаження в щоці	МПа	$\sigma_{\Sigma \Sigma} := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{cm}$	109,809
9	Момент від скручування щоки силою T на плечі a_1	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a_1$	$6,062 \cdot 10^5$

10	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_{\rho} := \frac{2}{9} \cdot b \cdot h^2$	5,689·10 ⁴
11	Максимальна напруга на середині широкої сторони щоки	МПа	$\tau'_{\text{к}} := \frac{M_{\text{к}}}{W_{\rho}}$	10,657
12	Складне навантаження на середині щоки	МПа	$\sigma'_{\text{с}} := \sqrt{(\sigma'_{\text{у}} + \sigma_{\text{см}})^2 + 4 \cdot \tau'_{\text{к}}}$	14,691
13	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_{\rho} := \frac{2}{9} \cdot h \cdot b^2$	2,276·10 ⁵
14	Максимальна напруга для вузької сторони щоки	МПа	$\tau''_{\text{к}} := \frac{M_{\text{к}}}{W_{\rho}}$	2,664
15	Складне навантаження на середині щоки	МПа	$\sigma''_{\text{с}} := \sqrt{(\sigma'_{\text{у}} + \sigma_{\text{см}})^2 + 4 \cdot \tau''_{\text{к}}}$	13,559
Розрахунок мотилевої шийки				
1	Шийка згинається моментами у взаємно-перпендикулярних площинах від T	Н·мм	$M'_{\text{ш}} := \frac{T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4}$	3,307·10 ⁶
2	Шийка згинається моментами у взаємно-перпендикулярних площинах Z	Н·мм	$M'_{\text{ш}} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4}$	7,406·10 ⁶
3	Сумарний згинаючий момент	Н·мм	$M_{\text{ш}} := \sqrt{M_{\text{у}}'^2 + M_{\text{ш}}'^2}$	1,047·10 ⁷
4	Момент опору шийки	мм ³	$W_{\text{ш}} := 0.1 \cdot \frac{d_{\text{ш}}^4 - d_{\text{ш1}}^4}{d_{\text{ш}}}$	8,305·10 ⁴
5	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{\text{ш}} := \frac{M_{\text{ш}}}{W_{\text{ш}}}$	126,102
6	Момент, що скручує шийку	Н·мм	$M_{\text{к}} := T_{\text{з}} \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1917,704
7	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_{\rho} := 2 \cdot W$	1,661·10 ⁵
8	Напруга від кручення	МПа	$\tau_{\text{к}} := \frac{M_{\text{к}}}{W_{\rho}}$	0,012
9	Складне навантаження на шийці		$\sigma_{\text{ш}} := \sqrt{\sigma_{\text{у}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{к}}^2}$	126,102

Автомобільний двигун MAN типу 6ЧН 12/15,5 (D2066 LF) є високо форсованим дизелем не великих габаритів ($D_{\text{ц}} < 200$ мм), що дає можливість застосувати для виготовлення валу легованої сталі.

Для колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння виготовлених із легової сталі напруження на його мотильових та корінних шийках допускаються до значень – 120 МПа, а в його щоках за умов перекритих шийок до значень – 135 МПа. Однак у нашому випадку (високі значення напружень), для того щоб не збільшувати

					КРБ.142.4227 зм. 25.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		58

розміри валу та його масу, рекомендовано застосувати леговану сталь марки 38ХМЮА, яка забезпечує витримку напружень до 140...150 МПа.

3.4. Висновки до розділу

У третьому розділі бакалаврської роботи виконано досить розгорнутий аналіз усіх матеріалів, що рекомендуються для виготовлення колінчастих валів різних двигунів внутрішнього згоряння.

На базі другого розділу здійснено розрахунок колінчастого валу автомобільного двигуна MAN типу 6ЧН 12/15,5 (D2066 LF). Було рекомендовано, для забезпечення міцності без збільшення розмірів валу та його маси, застосувати леговану сталь марки 38ХМЮА, яка забезпечує витримку напружень до 140...150 МПа. При заданій конструкції та за умов застосування зазначеної сталі усі його напруги з достатнім запасом знаходяться у допустимих межах.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.03.03.ПЗ</i>	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА РЕМОНТІ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА

4.1. Розробка заходів з техніки безпеки при експлуатації та ремонті автомобільного двигуна типу 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF)

Під час виконання ремонтних робіт або робіт з технічного обслуговування важливо дотримуватися обережності та уважності. Особа, яка розпочинає ремонт дизельного або бензинового двигуна, повинна заздалегідь чітко знати, які дії виконуватиме і як максимально уникнути небезпечних ситуацій. Існують чіткі та прописані правила, які допомагають запобігти ризикам під час ремонту та обслуговування дизельних або бензинових двигунів.

Ремонт й технічне обслуговування вантажівок та важкої будівельної колісної техніки з дизельними двигунами повинні проводитися в спеціально відведених і обладнаних для цього місцях, де є необхідні інструменти, інвентар, обладнання, а також кваліфіковані фахівці.

Вимоги з охорони праці під час ремонту або виконання робіт з технічного обслуговування дизельного двигуна та його допоміжного обладнання:

1. Перед самим початком ремонтних або виконання робіт з технічного обслуговування чи оглядових робіт дизеля та його допоміжного устаткування (обладнання) обов'язково необхідно візуально перевірити, чи немає розливів масла та пального на підлозі або поверхнях самого двигуна, а також відключити акумуляторну батарею. Використання акумуляторної батареї транспортного засобу для освітлення або інших цілей під час ремонту або виконання робіт з технічного обслуговування заборонено. Розпочинати огляд та ремонт або виконання робіт з технічного обслуговування вузлів дизеля можна лише після його повної зупинки.

2. Під час роботи дизеля у складі вантажівки або важкої будівельної колісної техніки дозволяється виконувати такі технічні обслуговування електрообладнання транспортного засобу: перевіряти фактичну справність й точність показань контрольно-вимірювальних приладів, а також наявність потрібного струму зарядки

					КРБ.142.4227зст.25.03.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		60

аккумуляторної батареї; візуально та на слух оцінювати роботу агрегатів і всіх допоміжних механізмів транспортного засобу.

3. Категорично забороняється виконувати будь-які роботи поблизу обертових деталей (наприклад, вентилятора охолодження радіатора), особливо якщо вони не захищені спеціальними покривними кожухами або огороженнями, під час роботи дизеля.

4. Працівники, які виконують роботи з ремонту або з технічного обслуговування, мають використовувати для додаткового підсвічення робочої зони переносний електричний світильник («переноску») з напругою не більше 12 В, оснащений додатковою захисною металевою сіткою та гачком для підвішування.

5. Перед зняттям, установкою й ремонтом кришок робочих циліндрів (або загальної головки на усі циліндри одночасно) важливо досить ретельно підготувати своє робоче місце. Рекомендується використовувати додаткові настили з бортами, щоб запобігти падінню інструментів і деталей. Відкручування або закручування гайок, що фіксують кришки циліндрів (або загальну головку на усі циліндри одночасно), слід виконувати за допомогою торцевих ключів або пневматичного гайковерта. Зняття та установка кришок циліндрів (або загальної головки на усі циліндри одночасно) повинні проводитися плавно за допомогою вантажопідйомного крана, без різких рухів, попередньо зафіксувавши кришку за металеву планку з рим-болтами.

Під час здійснення підйому та встановлення кришок циліндрів (або загальної головки на усі циліндри одночасно) на блок робочих циліндрів дизеля суворо заборонено перебувати повністю або частково під піднятою кришкою. При установці кришки циліндрів на блок дизеля працівник повинен розміститися так, щоб уникнути можливих травм у разі раптового падіння кришки циліндрів.

При вийманні поршнів двигуна з робочих циліндрів та демонтажі циліндрових втулок з блоку дизеля працівник зобов'язаний використовувати спеціальне обладнання.

Зняття двигуна з вантажівки або з важкої будівельної колісної техніки та колінвала з самого двигуна слід проводити за допомогою спеціального розроблено-

					КРБ.142.4227зст.25.03.04.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

го вантажозахоплювального пристрою. Піднімати дизель і колінвал потрібно дуже обережно, без різких рухів. Категорично забороняється перебувати під або поруч з дизелем та колінвалом під час їх підйому і переміщення. Ремонт знятого з вантажівки або з важкої будівельної колісної техніки дизеля має виконуватися в спеціально відведеному для того та добре освітленому місці.

6. Під час здійснення процедури від'єднання карданних валів автомобіля від фланців роздавального вала всі вузли повинні підтримуватися пересувними домкратами, оснащеними спеціальними головками. Процедуру розпресування шестерень, а також внутрішніх кілець роликів підшипників слід виконувати за допомогою спеціально розроблених гвинтових або гідравлічних знімачів. Процедуру складання та розбирання карданних валів і редукторів автомобілю необхідно проводити на підставках, які забезпечують стабільне та надійне положення дизеля.

7. Підйом і транспортування (переміщення) дизеля, колінвалу та інших великих вузлів транспортного засобу повинні проводитися під наглядом майстра або бригадира. Перед демонтажем вузла чи будь-якої деталі необхідно обов'язково перевірити вантажозахватні пристрої на повну відповідність їх вантажопідйомності, правильність стропування та готовність вузла чи деталі до зняття.

Під час процедури транспортування дизеля та колінвалу за допомогою вантажопідйомних механізмів вони повинні бути в горизонтальному своєму положенні. Перед процедурою транспортування шатунів двигуна слід обов'язково зняти вкладиші нижньої головки. Усі ці зазначені роботи з вантажопідйомними механізмами та інші подібні операції повинні виконувати спеціально навчені працівники в захисних касках.

8. Процедура розбирання й збирання вузлів дизеля повинні проводитися з використанням відповідних спеціалізованих стендів, підготовлених технологічних майданчиків, різних типів домкратів, підготовлених стелажів, допоміжних кантувачів, напрямних втулок (оправок), всіляких знімачів, спеціальних за формою ключів й інших пристроїв. Це забезпечить при ремонті та обслуговуванні двигуна додаткову механізацію важких і дуже трудомістких операцій, відповідно до вимог ремонту, технологічних карт або відповідних інструкцій.

					КРБ.142.4227зст.25.03.04.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

9. Перед самим початком виконання роботи зміни на встановленому технологічному майданчику з ремонтування дизеля та його допоміжного обладнання необхідно обов'язково перевірити стан і справність кабелю, що подає струм на електричну підймальну таль, а також стан і справність кабелю кнопкового поста керування. Крім того, слід перевірити справність кабелю та електрообладнання на кантувальнику блоку робочих циліндрів дизеля.

10. Під час здійснення роботи з двигуном забороняється повертати колінвал у внутрішніх порожнинах картеру.

11. Процедура миття деталей дизеля, як правило, слід проводити за допомогою спеціальних пристроїв у спеціалізованих місцях. Перед подальшим ремонтом розібрані деталі дизеля повинні бути досить ретельно очищені від масла, нагару й смолистих відкладень на поверхнях. Очищення поршнів дизеля здійснюється у закритих ваннах або мийних машинах. Для видалення парів нафтопродуктів ці стенди та ванни обладнують спеціальними місцевими відсмоктувачами. Випускні колектори дизелів слід очищати за допомогою спеціальних скребків.

12. Ремонткування, розбирання та навпаки складання масляних і водяних насосів систем дизеля слід проводити в спеціально відведених місцях. Для виймання шестерень і підшипників водяних та масляних насосів систем дизеля необхідно використовувати спеціальні знімачі, які гарантують безпечне виконання даних робіт.

13. Процедура знімання та встановлення паливних форсунок двигуна слід проводити тільки на непрацюючому дизелі. При знятті форсунок обов'язково використовуйте спеціальні знімачі. Ремонт і подальше тестування паливної апаратури дизеля необхідно виконувати на спеціальному випробувальному стенді. Під час процедури розбирання чи складання паливних насосів високого тиску (ПНВТ) чи насос-форсунок використовуйте пристосування для стиснення пружини плунжера насосу. При цьому корпус самого насосу чи насос-форсунки має бути дуже надійно зафіксований на випробувальному стенді.

Виконання промивання бензином чи гасом, обдування стисненим повітрям й наступні випробування усієї паливної апаратури дизеля на відповідному випробу-

					КРБ.142.4227зст.25.03.04.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вальному стенді повинні реалізовуватися з обов'язково увімкненою місцевою вильною.

Забороняється здійснювати безпосередній контакт з робочою поверхнею й рідиною спеціальної ультразвукової мийної машини під час її роботи. Завантаження та вивантаження деталей дизеля в мийну машину слід виконувати лише при вимкненій машині, при цьому обов'язково використовувати захисні гумові рукавички.

14. Процедура регулювання зазорів випускних і впускних клапанів двигуна, а також подавання масла через жиклери повинно проводитися лише на вимкненому дищелі.

15. Під час налаштування кутів випередження подачі пального в циліндрах дизеля обертання колінвалу слід виконувати тільки після завершення всіх необхідних робіт із розбирання або складання циліндро-поршневої групи (ЦПГ).

16. Перед провертанням колінвалу дизеля за допомогою спеціального механізму, ремонтний персонал повинен заздалегідь ретельно перевірити справність додаткового блокувального пристрою й попередити всіх присутніх. Використання акумуляторної батареї автомобілю для провертання колінвалу дизеля заборонено.

Щоб уникнути можливого випадкового провертання колінвалу під час ремонту або обслуговування, необхідно відключити клеми акумуляторної батареї та повісити табличку: «Не вмикати!!! Працюють люди!!!».

17. Перед першим запуском дизеля слід провести його ретельний зовнішній огляд, прибрати усі зайві та сторонні предмети, а також встановити запобіжні огороження, сітки та кожуха.

У момент запуску дизеля в кабіні вантажівки повинен перебувати лише працівник, який відповідає за її обслуговування. Перед запуском двигуна необхідно обов'язково попередити всіх, хто знаходиться поруч. Якщо виникають незвичні шуми або стуки, двигун слід негайно зупинити. Повторний запуск можливий лише після виявлення та усунення причин несправності.

					КРБ.142.4227зст.25.03.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		64

18. Після запуску дизеля слід перевірити рівень розрідження в картері за допомогою диференціального манометра. Якщо тиск підвищується, двигун потрібно терміново зупинити для виявлення причини можливої несправності. Повторний запуск дизеля можливий лише після усунення встановлених причин підвищення тиску в картері дизеля.

4.2. Розрахунки рівня шуму та вібрації автомобільного дизеля MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5)

Технічний прогрес тісно пов'язаний зі зростанням рівня генерації шуму в навколишньому середовищі. У сучасних умовах ринку, де зростають вимоги споживачів до комфортності роботи водіїв і посилюється конкуренція з іноземними виробниками, вітчизняні Українські заводи змушені все більше уваги приділяти сучасним методам дослідження та вдосконалення нових моделей транспортних засобів, зокрема за критеріями шуму й вібрації на робочому місці водія.

Захист від шуму реалізується через різні напрямки, серед яких основними є розробка норм і законодавства для боротьби з шумом, а також створення методів і засобів захисту. Протягом останніх 30 років в Україні було суттєво посилено норми, як для автомобілів, так і для інших транспортних засобів. Зокрема, гранично допустимі рівні шуму в кабінах транспортних машин знижено на 10 дБ, а норми зовнішнього шуму для різних груп транспортних засобів зменшилися на 10-14 дБ.

Вібраційні навантаження, що виникають від дорожнього покриття, працюючого двигуна внутрішнього згоряння та механізмів, суттєво впливають на рівень шуму в кабіні вантажівки. Боротьба з внутрішнім шумом у замкнутому просторі кабіни транспортного засобу є важливим аспектом вирішення цієї проблеми для всіх видів транспорту, де оператор перебуває в обмеженому середовищі.

Шум на виробництві та в повсякденному житті завдає значної шкоди, негативно впливаючи на здоров'я людини та знижуючи цим продуктивність праці. Відповідність віброакустичних характеристик промислової техніки вимогам

					<i>КРБ.142.4227зст.25.03.04.ПЗ</i>	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

норм щодо шуму та вібрації є одним із ключових ергономічних критеріїв, які визначають якість обладнання та його технічний стан.

Рівень шуму від автомобільного дизеля MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) можна розрахувати за залежністю:

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

де n_n – номінальна частота (1900 об/хв.); n – робоча частота максимального крутного моменту (1400 об/хв.); N_e – номінальна потужність (316 кВт).

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(1900 + 316^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{1400}{1900}\right) \right] = 82,86 \text{ дБ}$$

Рівень шуму дизеля MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) вкладається у припустимі норми (див. рис. 4.1).

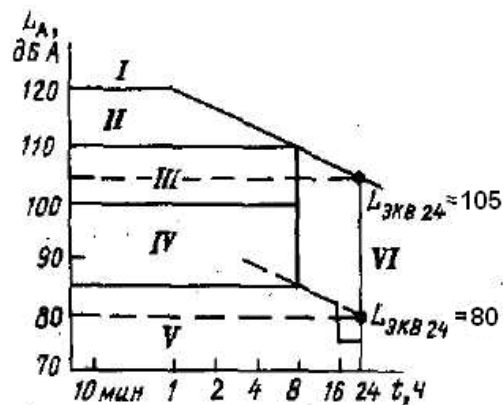


Рисунок 4.1 – Припустимі зони дії шуму

Рівень вібрації від автомобільного дизеля MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) можна розрахувати за залежністю:

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

де m – маса дизеля MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) – 900 кг.

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1900 \cdot 316^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + 316}{900} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{900}{316}} + 30 \lg\left(\frac{1400}{1900}\right) \right) = 86,003 \text{ дБ}$$

Рівень вібрації дизеля MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) вкладається у припустимі норми.

Важливим напрямком для зниження загального шуму дизеля MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) є вдосконалення випускної системи. Зменшення шуму на виході може суттєво підвищити продуктивність праці водія.

4.3. Висновки до розділу

У цьому розділі викладено основні вимоги щодо охорони праці під час виконання ремонтних робіт або робіт з технічного обслуговування дизеля MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) та його допоміжного обладнання. Встановлено, що рівень вібрації та шуму від дизеля MAN D2066 LF (6ЧН 12/15,5) не перевищує встановлені норми (82,86 дБ та 86,003 дБ відповідно).

					КРБ.142.4227зст.25.03.04.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота: «*Розрахунок автомобільного двигуна типу 6ЧН 12/15,5 (MAN D2066 LF)*» має усі рекомендовані розділи та присвячена проведенню комплексного розрахунок автомобільного двигуна.

Подано опис конструкції автомобільного двигуна MAN типу 6ЧН 12/15,5 (D2066 LF), виконано розрахунок його робочого циклу, а також здійснено кінематичний та динамічний розрахунки. За результатами розрахунків отримано ряд відповідних залежностей: індикаторна діаграма у системах координат $p-V/V_c$, $T-V/V_c$, $T-S$; сил P_r , P_j , P_{dv} , N , Z , T , а також $T_{сум}$ та $T_{сум.сер}$.

Виконано розгорнутий аналіз сучасних матеріалів, що рекомендуються для виготовлення колінчастих валів різних типів ДВЗ. Здійснено розрахунок колінчастого валу автомобільного двигуна MAN типу 6ЧН 12/15,5 (D2066 LF). Було рекомендовано, для забезпечення міцності без збільшення розмірів валу та його маси, застосувати леговану сталь марки 38ХМЮА, яка забезпечує витримку напружень до 140...150 МПа. При заданій конструкції та за умов застосування зазначеної сталі усі його напруги з достатнім запасом знаходяться у допустимих межах.

В останньому розділі подано основні вимоги щодо охорони праці під час виконання ремонтних робіт або робіт з технічного обслуговування дизеля MAN D2066 LF та його допоміжного обладнання. Розраховано рівень вібрації та шуму.

					КРБ.142.4227зст.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						68
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. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 384 с.
2. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів : підручник / В. Ф. Шапко, С. В. Шапко. – Харків : Точка, 2016. – 232 с.
3. 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.
4. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А. П. Марченка. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
5. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2004. – 474 с.
6. 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.
7. Шапко В. Ф., Шапко С. В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів: підручник. Харків: Точка, 2016. 232 с
8. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії двигунів внутрішнього згоряння: підручник. Кременчук: Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, 2023. 180 с.
9. 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.
10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.