

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ім. адм. Макарова

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедру ДВЗ, У та ТЕ
д.т.н., професор

Тимошевський Б.Г.

" ____ " _____ 2021 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ

Модернізація паливної системи високообертового

дизельного двигуна типу 6ЧН 12,8/15,5

Виконав студент Кузнєцов О. Р.

_____ підпис

Керівник Митрофанов О. С.

_____ підпис

**Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова**

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий інститут
Кафедра двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр
Напрямок підготовки 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Спеціальність Двигуни внутрішнього згоряння
(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Б.Г.Тимошевський

« » _____ 2021 року

З А В Д А Н Н Я

НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Кузнєцов Олександр Русланович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Модернізація паливної системи високообертового дизельного двигуна типу 6ЧН 12,8/15,5

керівник проекту (роботи) Митрофанов Олександр Сергійович,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “___” _____ 20__ року №___

2. Строк подання студентом проекту (роботи)_____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Потужність двигуна 6ЧН 12,8/15,5 Нє = 230 кВт, частота обертів $n = 1900$ об/хв. Двигун встановлюється на сідельному тягачі. Витрата палива зменшується за рахунок використання насос-форсунки з електромагнітним клапаном. Також значно поліпшуються екологічні показники двигуна.

4.Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1.Застосування об'єкту дослідження на сідельному тягачі. Визначення вимог до застосування ДВЗ в складі об'єкту використання 2. Визначення параметрів робочого циклу ДВЗ. Розрахунок динаміки. 3. Розрахунок на міцність деталей КШМ двигуна. 4. Конструювання та проектування насос-форсунки з електромагнітним клапаном. 5. Розробка технологічного процесу виготовлення колінчатого валу двигуна. 6. Економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень. 7. Розробка заходів з охорони праці, навколишнього середовища, техніки безпеки. 8. Розробка заходів громадянської оборони.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
1. Загальне креслення сидельного тягача. 2. Поперечний перетин двигуна 6ЧН 12,8/15,5.
3.Повздовжній перетин двигуна 6ЧН 12,8/15,5. 4. Паливна система двигуна 6ЧН 12,8/15,5. 5.
Складальне креслення насос-форсунки. 6. Принцип роботи насос-форсунки. 7. Розміщення насос
форсунки у кришці робочого циліндру. 8. Колінчастий вал.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Технологія	Митрофанов О.С.		
Охороні праці	Митрофанов О.С.		
Цивільна оборона	Митрофанов О.С.		
Економіка	Митрофанов О.С.		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Застосування об'єкту дослідження на сідельному тягачі		
2	Визначення параметрів робочого циклу ДВЗ. Розрахунок динаміки.		
3	Розрахунок на міцність деталей КШМ двигуна 6ЧН 12,8/15,5.		
4	Конструювання та проектування насос-форсунки з електромагнітним клапаном		
5	Розробка технологічного процесу виготовлення колінчастого валу		
6	Економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень		
7	Розробка заходів з охорони праці, навколишнього середовища, техніки безпеки		
8	Розробка заходів громадянської оборони		

Студент

(підпис)Кузнєцов О. Р.
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)Митрофанов О.С.
(прізвище та ініціали)

Анотація

Дослідження у роботі присвячено модернізації паливної системи дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5, який встановлено на тягачі виробництва фірми MAN.

Зокрема, досліджено можливі шляхи модернізації паливної системи дизельного двигуна та розроблено нова схема паливної системи на базі насос-форсунок. Виконано розрахунок робочого циклу при використанні насос-форсунок. Також виконані розрахунки на міцність елементів циліндро-поршневої групи та кривошипно-шатунного механізму двигуна 6ЧН 12,8/15,5. Спроековано насос-форсунку, що дозволяє значно підвищити тиск упорскування чим самим покращується сумішоутворення, знижується питома ефективна витрата палива та покращуються екологічні показники двигуна. Виконано конструювання та розрахунок основних геометричних та експлуатаційних параметрів насос-форсунки.

У роботі також розроблено технологічний процес виготовлення колінчастого валу двигуна 6ЧН 12,8/15,5, проведено аналіз його рівня шуму й вібрації, запропоновано заходи щодо зниження небезпечних та шкідливих факторів, що впливають на водія тягача. Розглянуто питання охорони навколишнього середовища й забруднення, які виникають при експлуатації дизельного двигуна. Проведена оцінка пожежної безпеки моторного відсіку тягача.

Дипломна робота виконана українською мовою на 152 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 14 джерел. Графічна частина представлена на 8 кресленнях формату А1.

					ДП.142.6221м.07.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Зміст

Вступ

1. Застосування двигуна 6ЧН 12,8/15,5 на сідельному тягачі
 - 1.1. Загальні відомості
 - 1.2. Опис конструкції двигуна 6ЧН 12,8/15,5
 - 1.3. Висновок до розділу
2. Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН 12,8/15,5
 - 2.1. Основні вимоги щодо проектного двигуна 6ЧН 12,8/15,5
Розрахунок робочого циклу дизельного високообертового двигуна
 - 2.2. 6ЧН 12,8/15,5
Результати розрахунку робочого циклу двигуна при базовій
 - 2.2.1. паливній апаратурі двигуна 6ЧН 12,8/15,5
 - 2.2.2. Результати розрахунку робочого циклу двигуна при використанні насос-форсунки на двигуні 6ЧН 12,8/15,5
 - 2.3. Висновки до розділу
- 3.1. Розрахунки динаміки двигуна 6ЧН 12,8/15,5
- 3.2. Розрахунок на міцність деталей КШМ двигуна 6ЧН 12,8/15,5
 - 3.2.1. Розрахунок колінчастого валу двигуна 6ЧН 12,8/15,5
 - 3.2.2. Розрахунок на міцність поршня двигуна 6ЧН 12,8/15,5
 - 3.2.3. Розрахунок на міцність шатуна двигуна 6ЧН 12,8/15,5
- 3.3. Висновки до розділу
4. Проектування насос-форсунки високого тиску з електромагнітним клапаном для двигуна 6ЧН 12,8/15,5
 - 4.1. Можливі варіанти паливних систем для двигуна 6ЧН 12,8/15,5 та вибір принципової схеми паливної апаратури
 - 4.2. Устрій та конструкція модернізованої паливної систем двигуна 6ЧН 12,8/15 з насос-форсунками
 - 4.3. Розрахунок та проектування насос-форсунки двигуна 6ЧН 12,8/15,5
 - 4.4. Опис конструкції спроектованої насос-форсунки двигуна 6ЧН

					ДП.142.6221м.07.00.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

12,8/15,5

4.5. Висновки до розділу

5. Технологічний процес виготовлення колінчастого валу
двигуна 6ЧН 12,8/15,5

5.1. Призначення колінчастого валу, умови його роботи

5.2. Тип виробництва колінчастого валу двигуна 6ЧН 12,8/15,5

5.3. Розрахунок припусків та операційних розмірів

6.1. Економічне обґрунтування використання модернізованого двигуна
6ЧН 12,8/15,5

6.2. Висновки до розділу

7.1. Охорона праці при експлуатації вантажного транспорту

7.2. Забруднення навколишнього середовища, що виникають при
експлуатації двигунів та основні способи їх зниження

7.3. Висновки до розділу

8.1. Оцінка можливості виникнення пожежі

8.2. Фактори пожежної небезпеки в моторному відсіку вантажного
автомобіля

8.3. Висновки до розділу

Висновки

Список використаної літератури

Додатки

					ДП.142.6221м.07.00.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.07.00.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент.		Кузнєцов О. Р.			Вступ				Літ.	Арк.	Акрушів	
Консультант												
Керівник		Митрофанов О.С.							НУК ім. адм. Макарова			

Вступ

Згідно з завданням кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації було виконано дипломний проект на тему: «Модернізація паливної системи високообертового дизельного двигуна типу 6ЧН 12,8/15,5». На двигуні модернізується паливна система, а саме розробляється загальна схема паливної системи та проектується насос-форсунка. Це дає змогу значно підвищити тиск упорскування чим самим покращити процес сумішоутворення, знизити питому ефективну витрату палива та покращити основні екологічні показники базового двигуна.

Актуальність теми дослідження. За останні десять років минулого століття дизелі здійснили значний ривок у своєму розвитку. Особливістю сучасних дизелів є використання паливних систем нового покоління, які забезпечують більш якісне сумішоутворення. Так майже 60-років тому максимальний тиск впорскування становив 20...50 МПа, а в останні роки він збільшився до 200 МПа. Завдяки збільшенню тиску покращується розпилювання палива, що веде до більш швидкого та повного згоряння. Одним з найбільш перспективних шляхів підвищення тиску упорскування є використання насос-форсунок з електронним керуванням. У цьому пристрої паливний насос високого тиску та форсунка об'єднані в єдиний вузол, а керування початком та тривалістю паливоподачі здійснюється за допомогою клапану з електронним керуванням, все це дає значну кількість переваг.

Метою роботи є дослідження можливих шляхів модернізації паливної системи дизельного високообертового двигуна 6ЧН 12,8/15,5 та розробка нової схеми паливної системи на базі насос-форсунок з електронним керуванням.

Основні завдання, які вирішуються:

- визначення параметрів робочого циклу при використанні насос-форсунок;
- аналіз можливих шляхів модернізації паливної системи дизеля;
- конструювання та розрахунок насос-форсунки;
- розрахунок основних геометричних та експлуатаційних параметрів насос-форсунки.

					ДП.142.6221м.07.00.ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.07.01.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Застосування двигуна 6ЧН 12,8/15,5 на вантажному тягачі	Літ.	Арк.	Акрушів
Студент.		Кузнєцов О. Р.						
Консультант								
Керівник		Митрофанов О.С.						
						НУК ім. адм. Макарова		

1. Застосування двигуна 6ЧН 12,8/15,5 на сідельному тягачі

1.1. Загальні відомості

Сідельний тягач – вид тягача, який працює з напівпричепами, що приєднуються до машини за допомогою спеціального зчіпного механізму – сідельно-зчіпного пристрою.

Переваги:

- висока ємність (у порівнянні зі звичайними вантажівками);
- сідельний тягач може возити довгомірні вантажі;
- високе відношення вантажопідйомності до власної ваги. Відповідно – високий ККД і низька вартість великих перевезень;
- хороша маневреність (порівняно з вантажівкою тієї ж довжини). Можливий задній хід (на відміну від вантажівки з причепом);
- причепа та тягачі легко замінюються;
- по складському майданчику або палубі порому напівпричіп може переміщатися не тягачем, а більш маневреним буксиром.
- напівпричіп можна перетворити на причіп, встановивши його на підкатний візок.

Вантажівки MAN з масою до 50 тонн випускаються з далекого 2000 року. Незважаючи на свій досить солідний, по автомобільних мірках, вік, MAN є одним з найпопулярніших вантажівок на світовому ринку (рис. 1.1, 1.2). Даний вантажівка може мати шасі з наступними колісними формулами: 4×2, 6×2, 6×2/2, 6×2/4, 6×4.

Вантажівки MAN серії TGA не обов'язково використовуються для транспортування важких будівельних вантажів. Є магістральні версії, а також на базі TGA компанія MAN займається виробництвом вантажних машин для комунальних господарств, зокрема – сміттєвозів, які спеціально обладнані більш зручною кабіною з низькою підлогою і дверима, а також трохи зміненим шасі.

Магістральні версії вантажівок MAN TGA мають два спальних місця і бувають різних видів: L, XLX і XXL. Довжина спальної ліжка в даному автомобілі становить 2200 міліметрів, а ширина дорівнює 790 міліметрів. Висота кабіни у версії XXL – 2200 міліметрів, в комплектації XLX вона становить 1975 міліметрів.

					ДП.142.6221м.07.01.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд сидельного тягача MAN

Основним мотором для MAN TGA є шестициліндровий дизельний двигун D2066 з об'ємом 10,5 літрів. Залежно від версії вантажної машини, мотор може мати потужність від 310 до 440 кінських сил. Є варіант виконання даного вантажівки і з більш солідним двигуном – 12,8 літровим (D2876). Потужність подібного мотора, залежно від комплектації, буде дорівнювати або 480 кінських сил, або 530 кінських сил. Також використовують 10-циліндровий V-подібний двигун D2840 з робочим об'ємом 18,3 л і потужністю 660 л. с., який встановлюється на спеціальні автопоїзди виконання Heavy Duty та World Wide. Повна маса автопоїзда з 660-сильним тягачем може досягати 250 тонн.

Всі мотори компанії МАН славляться не тільки своїми технічними даними, але і якістю виконання. Двигуни цієї компанії є одними з найбільш довговічних і економічних, при всьому при цьому, вони мають не такі вже великі розміри, якщо порівнювати їх з конкуруючими модифікаціями вантажівок. MAN TGA обладну-

ються 12-ступінчастою автоматизованою механікою, або повністю механічною трансмісією на 16 передач.

У лінійці вантажівок МАН є і більш важка модель MAN TGX, що є флагманом компанії, а деякі покупці вибирають модель MAN TGS, яка більше підходить для їх умов роботи.

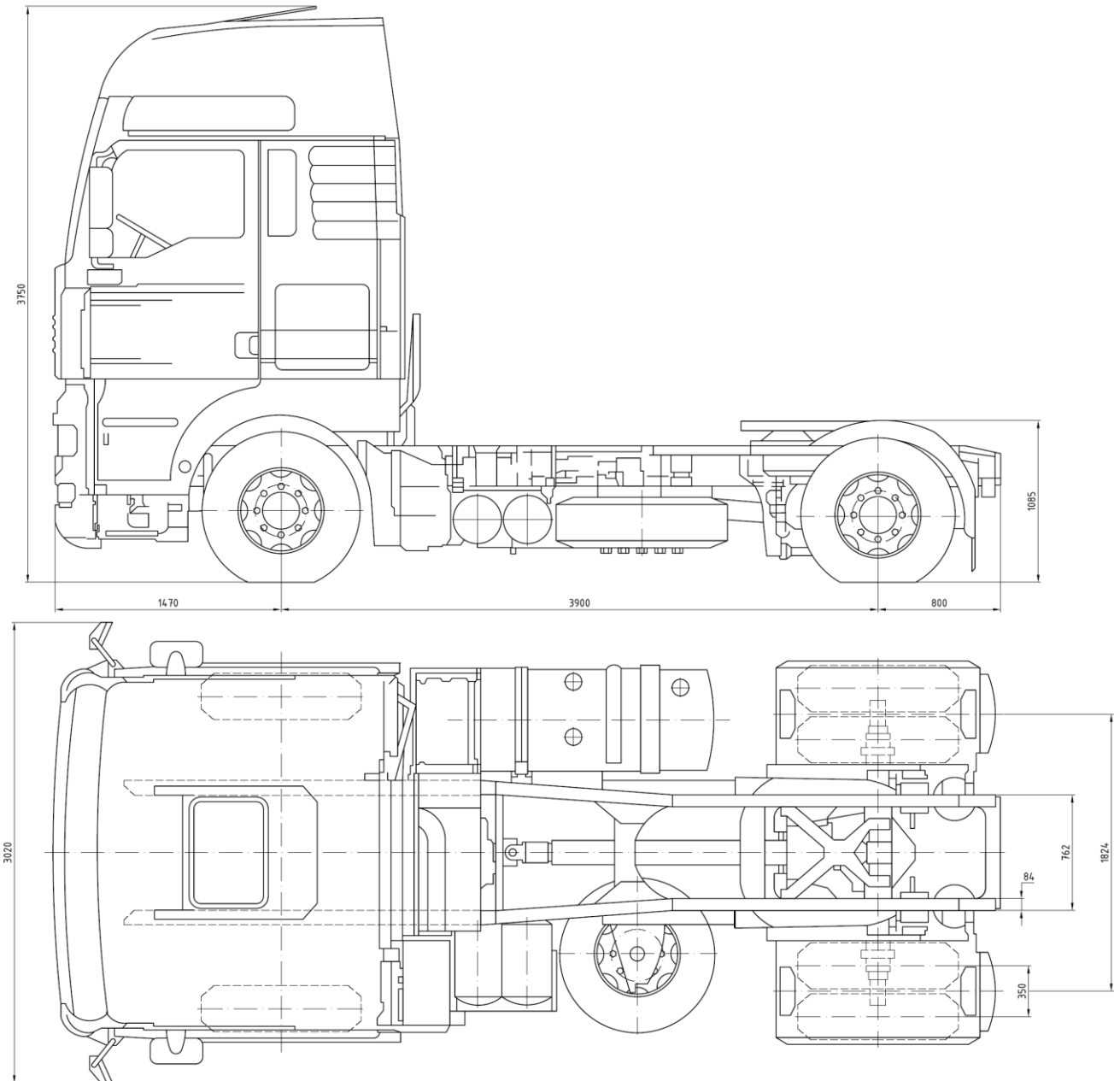


Рисунок 1.2 – Габаритні розміри сідельного тягача MAN

1.2. Опис конструкції двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Технічна характеристика двигуна 6ЧН 12,8/15,5 (рис. 1.3) представлена в табл. 1.1.

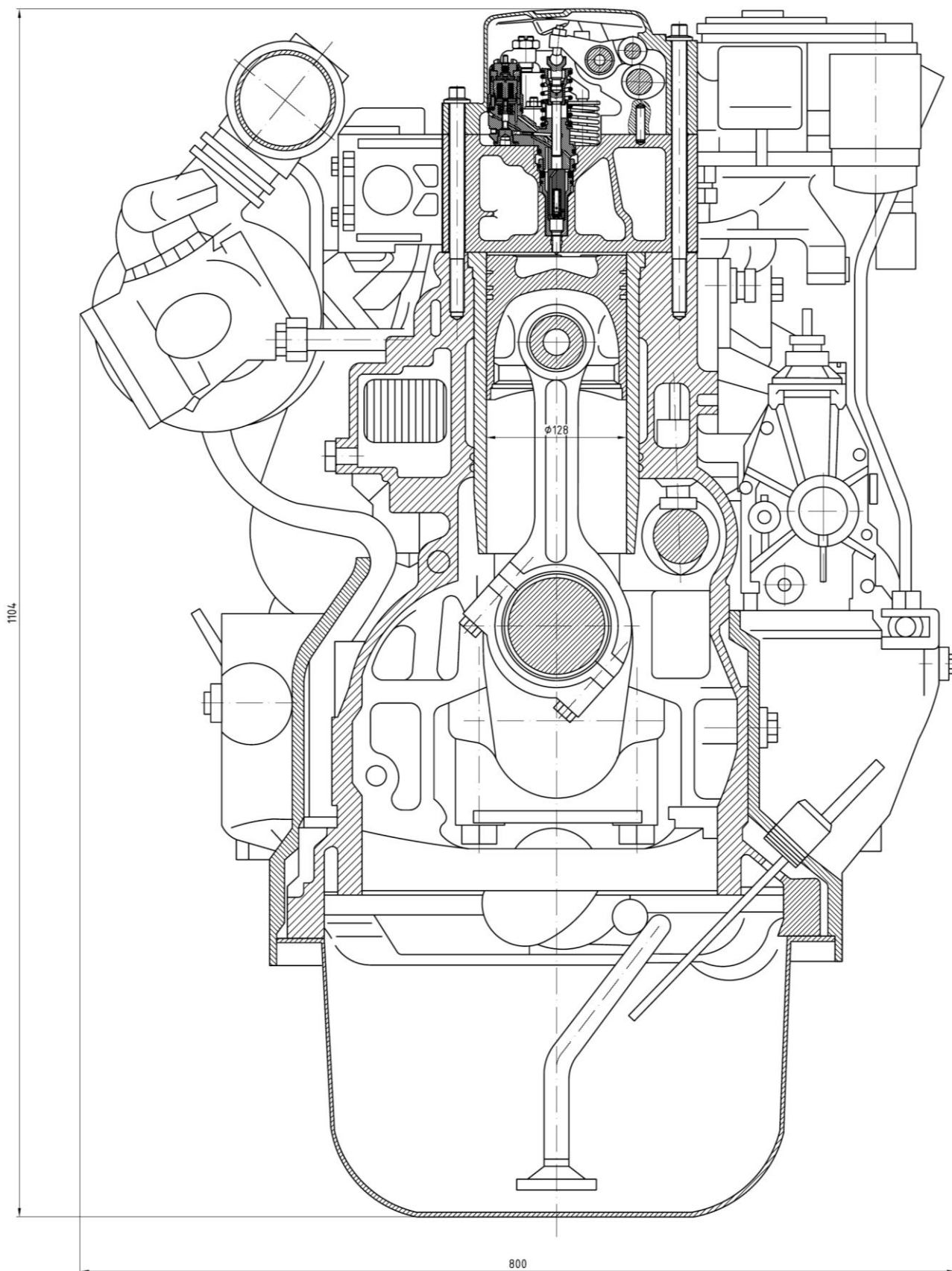


Рисунок 1.3 – Поперечний переріз двигуна 6ЧН 12,8/15,5

					ДП.142.6221м.07.01.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Параметри	Значення
Тип дизеля	4-хтактний з безпосереднім упорскуванням палива рідинного охолодження з газотурбінним наддувом й проміжним охолодженням наддувного повітря
Кількість циліндрів	6
Розміщення циліндрів	рядне
Діаметр циліндра, мм	128
Хід поршня, мм	155
Робочий об'єм усіх циліндрів двигуна, см ³	11967
Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
Ступінь тиску	16
Повна потужність, кВт	228
Частота обертання колінчастого вала, відповідна повній потужності, хв ⁻¹	1900
Питома ефективна витрата палива на повній потужності, г/кВт·год	222

Картер та блок циліндрів виготовлені як одне ціле з одного шматка спеціального чавуну, що забезпечує особливу міцність і еластичність (рис. 1.4). Має змінні мокрі гільзи циліндрів. Подача охолоджуючої рідини точно дозується для омивання верхньої гарячої частини гільз

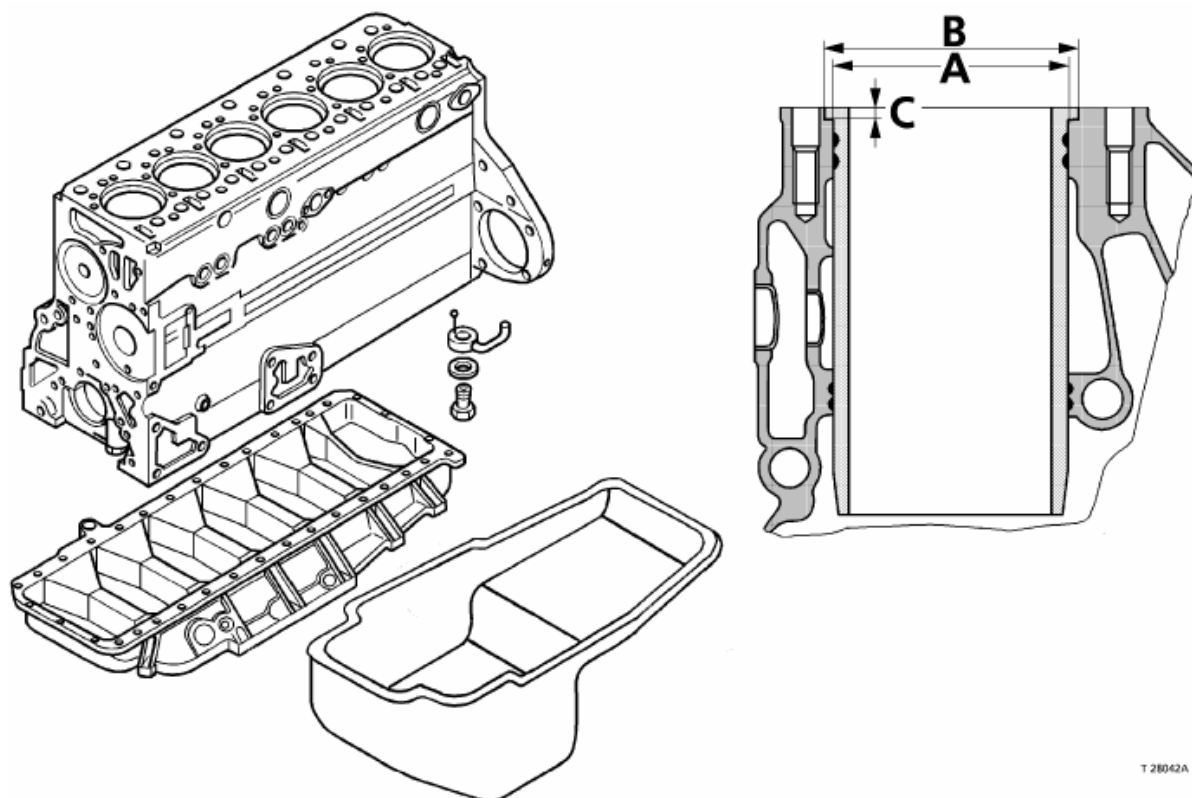


Рисунок 1.4 – Блок-картер двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Точно розрахована товщина стінок і функціонального оребрення, що дозволяє досягти максимальної функціональності, забезпечити міцність форми і малошумність картера. Для додання міцності нижня частина картера виготовлена у вигляді траверси.

Мокрі замінні гільзи циліндрів виготовляються з використанням спеціального відцентрового лиття. Ущільнюючі кільця вставляються в картер в сухому виді.

Колінчастий вал на розміщений на 7 підшипниках. Відштампований з поліпшеної мікростпавної сталі. Колінчастий вал динамічно збалансований, що забезпечується за допомогою восьми приварених противаг. Корінні і шатунні шійки, зубчасті колеса, загартовані індукційним способом і відшліфовані.

Шатунні підшипники через отвори забезпечуються маслом від корінного підшипника. На задньому ущільнювачі колінчастого вала, також як і на передньому, застосовуються кільця для радіального ущільнення.

Маховик відцентровано по відношенню до колінчастого валу за допомогою установочного штифта і закріплений десятьма поворотними гвинтами.

Шатуни (рис. 1.5) виготовлено з поліпшеної сталі штамповані з косим роз'ємом.

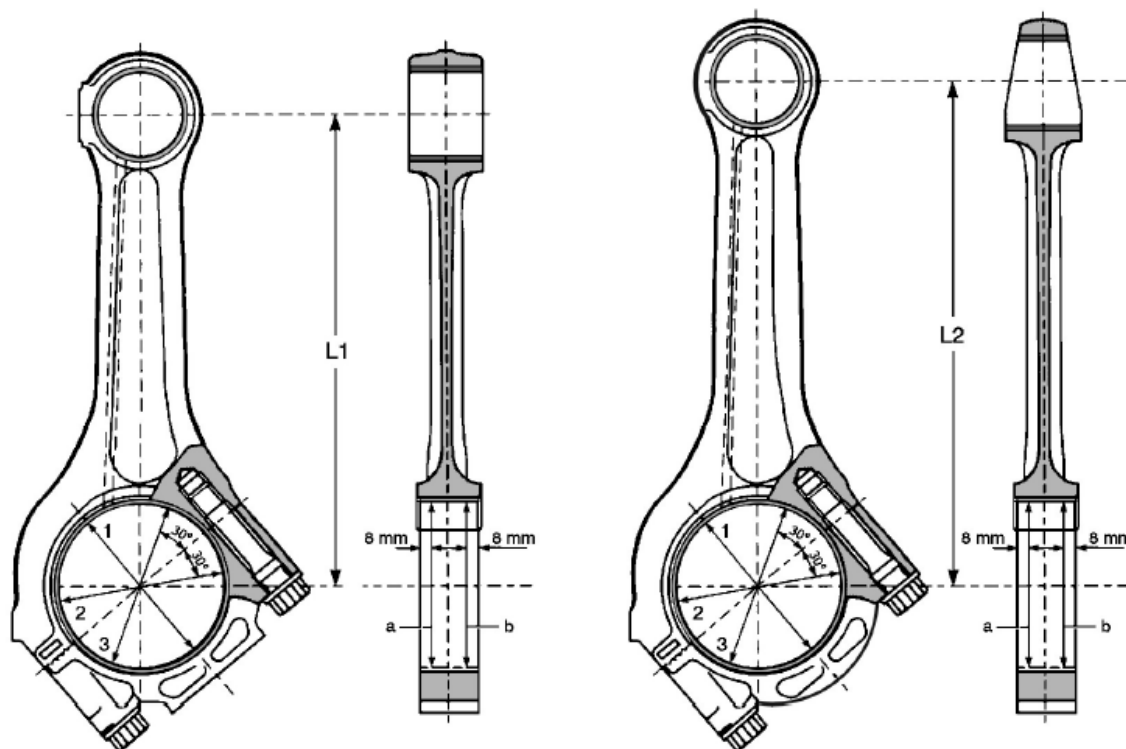


Рисунок 1.5 – Шатун двигуна 6CH 12,8/15,5

Підшипник поршневого пальця забезпечується маслом через довгий отвір для подачі масла в шатун. Шатун має прилив для балансування паралельний отвору для поршневого пальця. Шатун має трапецоїдальні скоси в районі отворів для поршневого пальця. Кришка шатуна зафіксована за допомогою зубів на розьомі та пригвинчена гвинтами. Шатун можна витягти через циліндр по напрямку вгору. Верхній вкладиш підшипника з ізносостійкого сплаву (напилений підшипниковий сплав). Максимальна різниця у вазі на один монтажний набір становить 50 г.

Поршень (рис. 1.6) відлито з спеціального алюмінієвого сплаву з чавунною вставкою. Для верхнього поршневого кільця також залита зміцнюючи вставка.

Для забезпечення мінімального зазору поршня з втулкою (забезпечення кращої герметичності камери згоряння) виконана обтяжка із сталевих смуг. Днище поршня охолоджується за допомогою струменя масла з форсунки в картері.

Для двигуна 6ЧН 12,8/15,5 з причини високих термічних навантажень застосовується поршень з каналами для охолодження. У нижній частині поршня є два отвори для масла (канали для охолодження див. рис. 1.6). Через них відповідним чином охолоджується днище поршня.

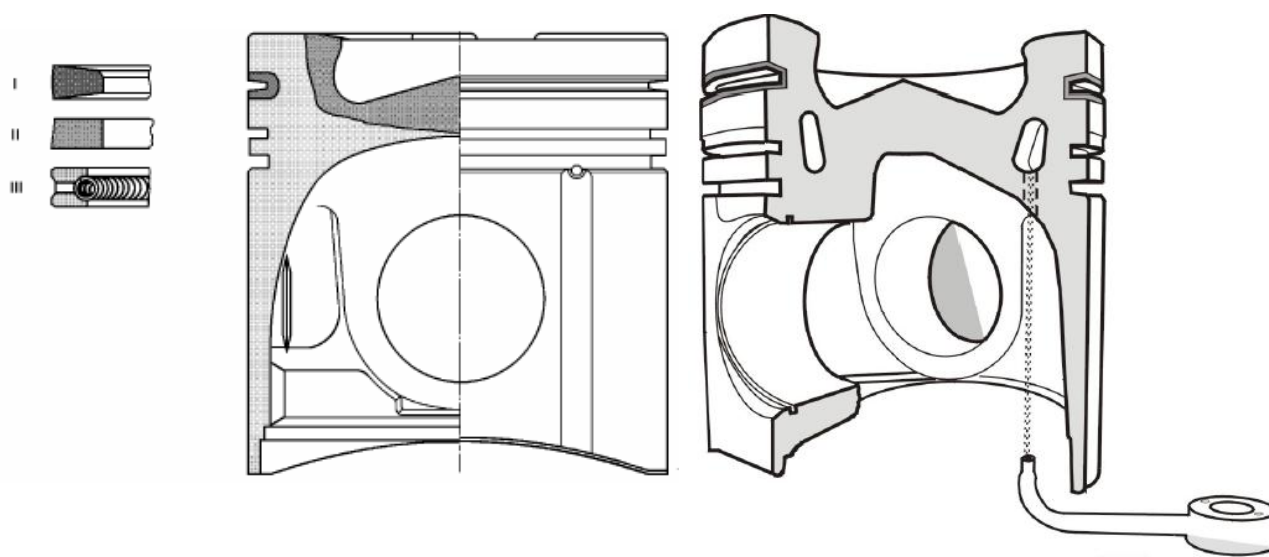


Рисунок 1.6 – Поршень

Всі двигуни TGA мають 4-клапанну головку циліндрів (рис. 1.7). Індивідуальна головка циліндрів поперечного потоку виконана з литим впускним-випускним каналом, який забезпечує отримання вихрового руху гарячої суміші, з впускними - випускними вставними кільцями сидлами клапанів, а також з запресо-

ваними напрямними втулками клапана. Головка циліндрів закріплена за допомогою 6 високоміцних болтів з буртиками.

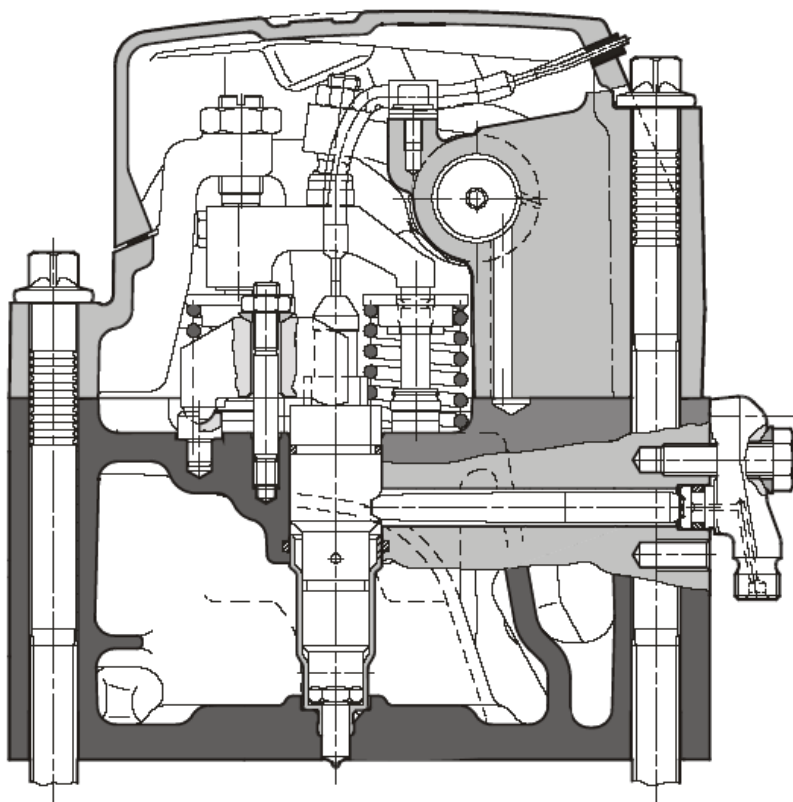


Рисунок 1.7 – Кришка циліндру двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Для ефективного охолодження охолоджуюча рідина поперечним потоком спрямовується через головку циліндрів від випускний частини до впускний сторони. Направляючі ребра забезпечують оптимальну подачу охолоджуючої води. Охолодження перемички між випускними клапанами в 4-ох клапанної голівці здійснюється через литий канал подачі охолоджуючої рідини.

У кожному циліндрі є по 2 навісних впускних і випускних клапана. Управління клапанами здійснюється за допомогою твердосплавного штовхача (впуск і випуск), штанг штовхача і кованого коромисла.

Перенесення сили здійснюється від коромисла на впускні (випускні) клапани через регулювальний гвинт і перемичку клапанів, що проходить через кінці стрижнів клапана. Установка перемички клапана проводиться профрезерованою стороною з боку штанг штовхача.

У перемичці випускного клапана встановлений механізм EVB. Подача масла на коромисло і EVB здійснюється через корпус підшипника коромисла. Опори EVB вмонтована в корпус підшипника коромисла. Коромисла закріплюються осями, які впересовані в корпус підшипника коромисла.

Корпус підшипника коромисла разом з головкою циліндра прикріплений гвинтами до блоку циліндрів. На випускному клапані встановлені ущільнювачі стрижнів клапана для зменшення витрати масла.

Головка циліндрів з корпусом коромисла, ущільненим по охолоджуючій рідині, закріплена на картері за допомогою 6 поворотних гвинтів. Гвинт головки циліндрів у верхній частині має різьбу. Ця різьба призначена для покращення з'єднання і центрування між головкою циліндрів і корпусом коромисла.

Розподільчий вал (рис. 1.8) розміщений в картері і має 7 опор у вигляді втулок з покриттям антифрикційним сплавом. Характеризується незначною генерацією шуму, великим терміном експлуатації та системою запобігання перевищення номінальної частоти обертання.

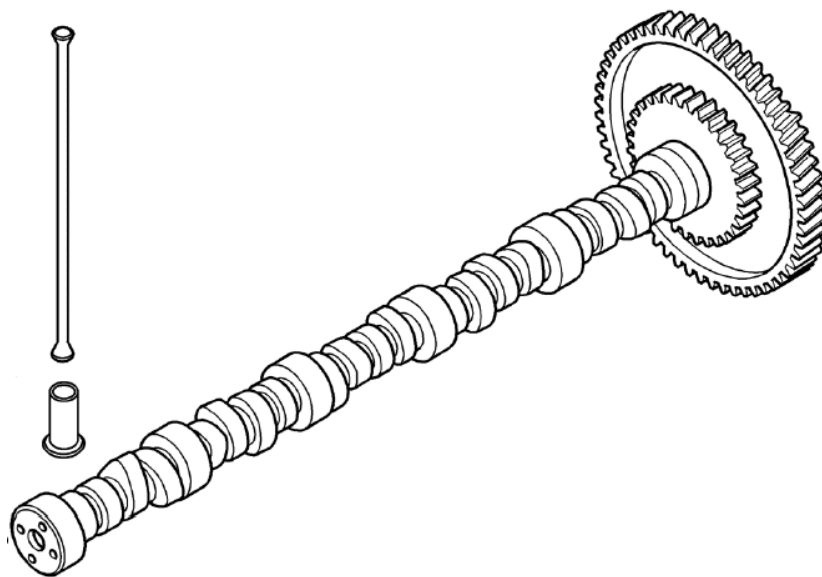


Рисунок 1.8 – Розподільчий вал

На двигуні 6ЧН 12,8/15,5 встановлено блочний ПНВТ фірми Bosch (рис. 1.9). Для досягнення ефективного процесу змішування палива ПНВТ повинен упорскувати паливо під тиском від 700 бар до 850 бар та з максимально можливою точністю дозування на одне впорскування.

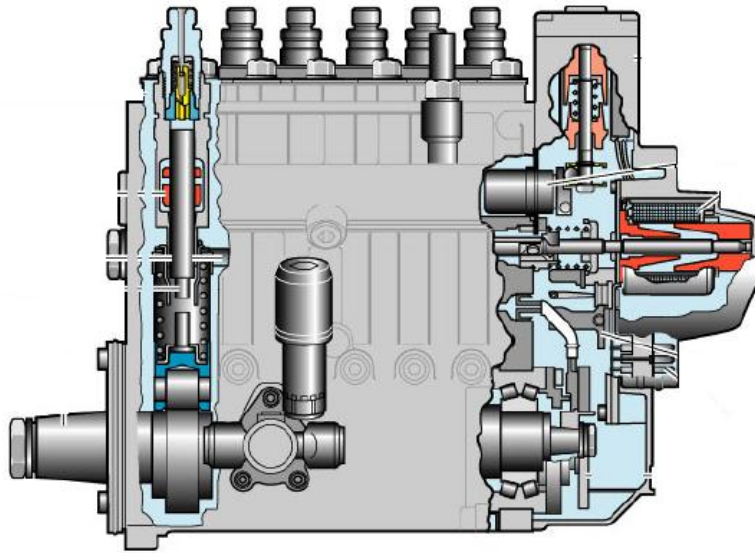


Рисунок 1.9 – Блочний ПНВТ фірми Bosch

Оптимальний компроміс між витратою палива, викидами шкідливих речовин і генерацією шумів (жорсткість роботи дизеля) вимагає точності початку уприскування, приблизно, 1° до ВМТ двигуна. Для управління початком уприскування і компенсації часу поширення хвиль тиску в паливопроводі високого тиску служить муфта випередження впорскування палива (керована механічним або електронним способом) за допомогою якої початок подачі ПНВТ переміщається в необхідному напрямку.

Форсунки (рис. 1.10) розміщуються в голівці циліндрів між впускними і випускними клапанами. За рахунок вертикального розміщення точки гідравлічного удару форсунок в середині циліндра в поєднанні з багатоструменевим розпиленням забезпечується режим згоряння, який є оптимальним в плані згоряння і витрати палива.

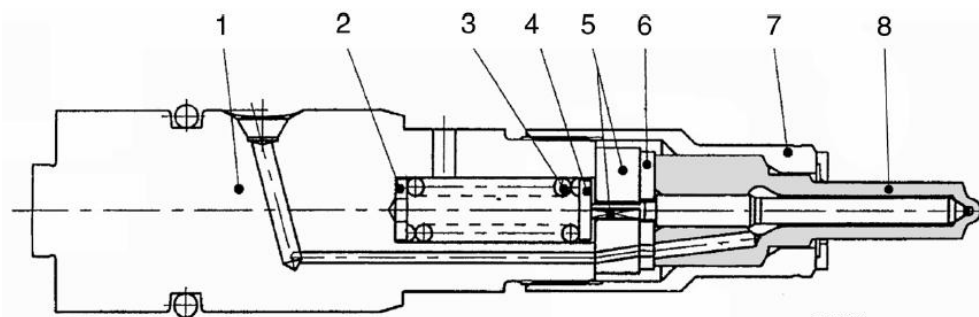


Рисунок 1.10 – Форсунка:

*1 – корпус форсунки; 2 – установочна шайба; 3 – натискна пружина;
4 – гвинт; 5 – діафрагма; 6 – шайба; 7 – накидна гайка; 8 – розпилювач*

Турбіна перетворює енергію ОГ, яка зазвичай витрачається даремно, в енергію руху і приводить в дію компресор. Компресор, в свою чергу, додає прискорення свіжому повітрю та забезпечує подачу стисненого повітря до циліндрів двигуна. До збільшеної таким чином повітряній маси в циліндрах також може подаватися збільшене відповідним чином кількість палива. Турбонагнітач (рис.1.11) підключений до системи циркуляції масла і тому не потребує технічного обслуговування, але все ж слід дотримуватися встановленого якості застосовуваного масла. При заміні турбонагнітача, його необхідно наповнити маслом до підключення нагнітаючого трубопроводу.

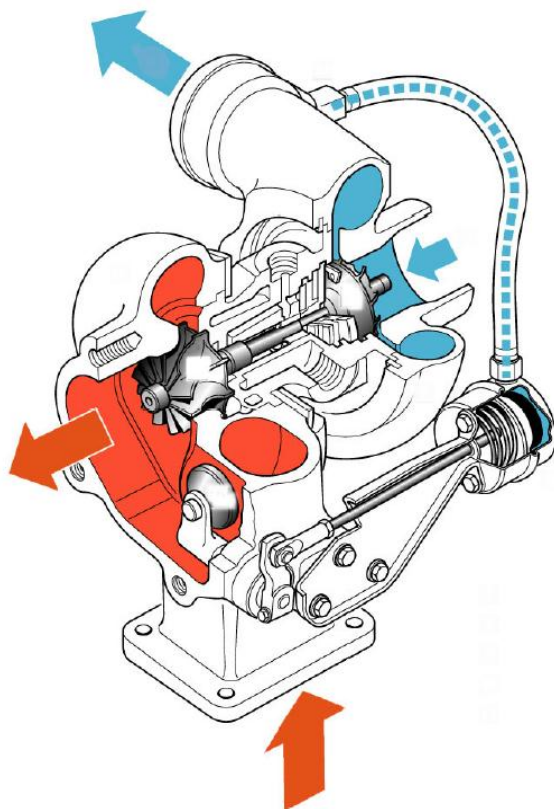


Рисунок 1.11 – Турбокомпресор

1.3. Висновок до розділу

Проектовані двигуни встановлений на сідельному тягачі виробництва фірми MAN є досить сучасним двигуном як за витратами палива так і за екологічними показниками (відповідає нормам Euro 2). Однак згідно з новими нормами викидів шкідливих речовин потребує подальшої модернізації та покращення. Загальний вид тягача представлено на кресленнях формату A1.

					ДП.142.6221м.07.02.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН 12,8/15,5		
Студент.		Кузнецов О.Р.					
Консультант							
Керівник		Митрофанов О.С.					
					НУК ім. адм. Макарова		

2. Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Відповідно до завдання кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація» проектується високообертовий дизельний двигун типу 6ЧН 12,8/15,5 (MAN D2866 LF 36) виробництва фірми MAN потужністю 230 кВт при 1900 об/хв. Спроектований у роботі дизельний двигун з вдосконаленою паливною системою має параметри, відмінні від двигуна-прототипу (MAN D2866 LF 36), відповідно далі розраховуються параметри його робочого циклу й розробляється нова паливна система, що забезпечить нові параметри робочого циклу.

2.1. Основні вимоги щодо проектного двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Для забезпечення економічних та енергетичних показників двигуна необхідно звернути увагу на всі параметри, які безпосередньо впливають на питому ефективну витрату палива й масла.

Надійність та працездатність проектного двигуна забезпечується його раціональною конструкцією, відсутністю похибки в розрахунках при проектуванні, особливо на міцність. При проектуванні необхідно враховувати особливості умов роботи двигуна. Забезпечення санітарних норм рівня шуму й вібрації здійснюється за допомогою встановлення глушників шуму, а також за рахунок певних конструктивних рішень деталей та вузлів двигуна.

Токсичність відпрацьованих газів двигуна забезпечується за рахунок правильного вибору параметрів згоряння палива, ефективного сумішоутворення, вибору необхідного кута випередження подачі палива, а також встановлення коефіцієнта надлишку повітря.

При конструюванні нового двигуна необхідно забезпечити досить легкий доступ до основних деталей та вузлів, уникати захаращення двигуна трубопроводами та навішаним обладнанням. Також при проектуванні необхідно намагатися максимально використовувати стандартні елементи, щоб забезпечити надійність та взаємозамінність деталей. По можливості агрегати систем двигуна розміщувати окремо від двигуна.

					ДП.142.6221м.07.02.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Виконання усіх вимог при конструюванні та проектуванні нового двигуна, або при модернізації існуючого, ретельне доведення його на випробуваннях й безпосередньо у процесі експлуатації, дозволить створити сучасний високоефективний двигун.

2.2. Розрахунок робочого циклу дизельного високообертового двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Розрахунок робочого циклу дизельного високообертового двигуна 6ЧН 12,8/15,5 виконано за допомогою програмного комплексу Diesel-RK. Програмний комплекс Diesel-RK призначений для розрахунку робочого циклу та оптимізації параметрів двотактних й чотиритактних двигунів внутрішнього згоряння різного призначення. Сучасний програмний комплекс дає можливість проведення теплових розрахунків, аналізу та дослідження наступних типів ДВЗ:

- 1) дизельних двигунів;
- 2) бензинових зі іскровим запаленням:
 - карбюраторних (зовнішнє сумішоутворення);
 - з безпосереднім упорскуванням бензину (внутрішнє сумішоутворення);
- 3) газових зі іскровим запаленням:
 - звичайних;
 - з форкамерою.

Програмний комплекс Diesel-RK належить до класу термодинамічних програм у яких робочий циліндр двигуна розглядається як відкрита термодинамічна системи. Програмний комплекс Diesel-RK дозволяє проводити дослідження двигунів з різними системами наддуву, підбирати агрегати наддуву до двигуна, здійснювати дослідження процесів газообміну та виконувати оптимізацію фаз газорозподілу, а також моделювати різні характеристики роботи двигуна. Програмний комплекс Diesel-RK постійно удосконалюється та додаються новими опціями для вирішення різних задач.

У програмі Diesel-RK реалізована модель сумішоутворення та згоряння в дизельному двигуні, яка дозволяє розраховувати швидкість тепловиділення з урахуванням наступних параметрів:

					ДП.142.6221м.07.02.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- 1) форма камери згоряння двигуна;
- 2) інтенсивність вихору;
- 3) конструктивні особливості форсунки (кількості та діаметр соплових отворів, а також їх спрямованість);
- 4) характер характеристики упорскування, включаючи багатозфазні упорскування, а також РССІ;
- 6) взаємодію струменів палива зі стінками камери згоряння та між собою;
- 7) склад палива (наприклад, біопаливо та суміш біопалива з дизельним паливом);
- 8) наявність систем рециркуляції ВГ.

Програма розрахунку дає можливість оптимізувати форму камери згоряння двигуна, а також конструкцію його паливної апаратури. Вбудована у програмний комплекс підпрограма візуалізації «Fuel Spray Visualization» дає змогу аналізувати рухоме зображення взаємодії струменів палива зі стінками камери згоряння двигуна, повітряним вихором та поміж собою. Програма Diesel-RK дозволяє проектувати форму камери згоряння двигуна, вибрати діаметр, кількість та спрямованість сопел розпилювача форсунки у відповідності з конкретною характеристикою подачі палива та інтенсивністю повітряного вихору у камері. Інтерфейс програмного комплексу Diesel-RK дає змогу досліджувати різні форми камери згоряння та конфігурації соплових отворів розпилювача форсунки.

Програмний комплекс Diesel-RK має вбудовану процедуру оптимізації за багатьма параметрами одночасно та включає чотирнадцять методів оптимального пошуку, а також має процедури $1D$ та $2D$ сканування, що забезпечує вирішення оптимізаційних задач при моделюванні. Оптимізація дозволяє значно підвищити ефективність розрахункових досліджень, а також дає змогу виявити шляхи вдосконалення двигуна.

Реалізована у програмі модель згоряння в дизельному двигуні дозволяє досліджувати багатопаливні двигуни, які працюють на дизельному паливі на біопаливі та суміші дизельного палива з біопаливом в різних співвідношеннях.

Властивості палива (фізичні і хімічні) задаються користувачем, а для кожного режиму можна задавати своє паливо.

Система налаштувань файлів даних програмного комплексу Diesel-RK дозволяє досить легко та швидко створювати файли даних для розрахунку будь-якого двигуна, що є корисним для експрес-аналізу, а також для попереднього вибору емпіричних коефіцієнтів математичних моделей.

У програмному комплексі Diesel-RK реалізовано сучасний метод розрахунку емісії NO_x на базі схеми запропонованої Зельдовичем, а також на основі детального кінетичного механізму для перспективних проєктованих або модернізованих двигунів з високим ступенем рециркуляції відпрацьованих газів та багаторазовим уприскуванням палива. У базі програми закладено розрахунок декількох схем системи рециркуляції ВГ двигуна.

При розрахунку робочого циклу модернізованого двигуна вихідні дані обиралися згідно зі рекомендаціями [2, 9, 12], а також з урахуванням заданої потужності при одночасному забезпеченні високій паливної економічності й допустимих навантажень на кривошипно-шатунний механізм. Нижче подано копію результатів розрахунку робочого циклу дизельного високообертового двигуна 6ЧН 12,8/15,5 для базової та модернізованої паливної системи.

2.2.1. Результати розрахунку робочого циклу двигуна при базовій паливній апаратурі двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Результати розрахунку ефективних та індикаторних показників роботи

Частота обертання, $n = 1900$ об/хв

Потужність, яку розвиває двигун, $N_e = 228,5$ кВт

Значення середнього ефективного тиску, $P_e = 12,059$ бар

Крутний момент двигуна, $M_e = 1148,5$ Нм

Значення циклової подачі палива, $q_c = 0,1491$ г

Питома ефективна витрата палива на двигуні, $g_e = 0,223$ кг/(кВт·год)

Ефективний ККД двигуна, $\eta_e = 0,379$

Значення середнього індикаторного тиску, $P_i = 13,47$ бар

Індикаторний ККД двигуна, $\eta_i = 0,423$

					ДП.142.6221м.07.02.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Значення параметрів навколишнього середовища при моделюванні

Значення тиску навколишнього середовища, $P_o = 1 \text{ бар}$

Значення температури навколишнього середовища, $T_o = 295 \text{ K}$

Значення статичного тиску за турбіною, $P_{от} = 1,02 \text{ бар}$

Значення тиску загальмованого потоку за фільтром, $P_{овх} = 0,99 \text{ бар}$

Параметри наддуву та газообміну

Тиск перед випускним колектором, $P_k = 1,603 \text{ бар}$

Температура перед випускним колектором, $T_k = 301,38 \text{ K}$

Значення витрати повітря через циліндри двигуна, $G_{air} = 0,327 \text{ кг/с}$

Значення ККД агрегату наддуву, $\eta_{тк} = 0,69$

Значення середнього тиску перед турбіною, $P_t = 1,3 \text{ бар}$

Значення середньої температури перед турбіною, $T_t = 939,33 \text{ K}$

Витрата відпрацьованих газів через циліндри двигуна, $G_{gas} = 0,3340 \text{ кг/с}$

Коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha_{sum} = 1,59$

Коефіцієнт наповнення, $\eta_n = 0,93$

Коефіцієнт залишкових газів, $\gamma_r = 0,017$

Коефіцієнт продувки $\varphi_i = 1,05$

Впускний колектор двигуна

Значення середнього тиску у впускному колекторі, $P_s = 1,59 \text{ бар}$

Значення середньої температури в впускному колекторі, $T_s = 304,46 \text{ K}$

Значення середньої температури стінки впускного колектору, $T_{ws} = 311,49 \text{ K}$

Коефіцієнт тепловіддачі у впускному колекторі, $\alpha_{ws} = 148,95 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$

Коефіцієнт тепловіддачі у клапанному каналі, $\alpha_{wsc} = 175,19 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$

Випускний колектор двигуна

Значення середнього статичного тиску відпрацьованих газів, $P_r = 1,272 \text{ бар}$

Значення середньої статичної температури відпрацьованих газів, $T_r = 934,19 \text{ K}$

Значення середньої швидкості газу, $W_r = 118,78 \text{ м/с}$

Число Струхала, $Sh = 15,047$

Значення середньої температура стінки випускного колектору двигуна, $T_{wr} = 845,66 \text{ K}$

Коефіцієнт тепловіддачі у випускному колекторі двигуна, $\alpha_{wt} = 211,79 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$

					ДП.142.6221м.07.02.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Коефіцієнт тепловіддачі у клапанному каналі, $\alpha_{wcr} = 706,14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Параметри процесу згоряння

Коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 1,6$

Значення максимального тиску згоряння, $P_z = 87,17 \text{ бар}$

Значення максимальної температура згоряння, $T_z = 1725,7 \text{ К}$

Кут, який відповідає максимальному тиску, $\varphi_{pz} = 8 \text{ град. за ВМТ}$

Кут, який відповідає максимальній температурі $\varphi_{tz} = 37 \text{ град. за ВМТ}$

Значення максимальної швидкості збільшення тиску, $dP/d\varphi = 5,48 \text{ бар/град}$

Параметри упорскування

Значення максимального тиску упорскування, $P_{впр.мах} = 825,62 \text{ бар}$

Середній діаметр капель розпиленого палива, $d_{32} = 17,527 \text{ мкм}$

Кут випередження упорскування, $\Theta_{вп} = 5 \text{ град. до ВМТ}$

Кут тривалості паливоподачі, $\varphi_{впр} = 31 \text{ град}$

Значення кута періоду затримки запалення, $\varphi_{затер} = 5,44 \text{ град}$

Частина палива, яка випарувалася за період періоду затримки, $\text{Sig} = 0,055$

Тривалість процесу згоряння, $\varphi_{згор} = 127 \text{ град.п.к.в.}$

Екологічні показники роботи двигуна

Значення емісії диму за шкалою Хартриджа, *Hartridge* = 23,230

Значення емісії диму за шкалою Бош, *Bosch* = 2,277

Значення коефіцієнту абсолютного світло поглинання відпрацьованих газів по ЄЕК, $K, \text{м}^{-1} = 0,617 \text{ 1/м}$

Емісія твердих часток у відпрацьованих газах, $PM = 0,536 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

Емісія двоокису вуглецю у відпрацьованих газах, $CO_2 = 719,5 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

Значення концентрації вологих NO_x , $NO_x, ppm = 462,74 \text{ 1/млн, (ppm)}$

Емісія NO_x яка приведена до NO_2 , $NO_2 = 2,59 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

Значення комплексу сумарної емісії NO_x та PM , $SE = 2,1585$

Значення емісії SO_2 , $SO_2 = 0.0000 \text{ г}/\text{кВт} \cdot \text{год}$

Значення параметрів робочого циклу двигуна в характерних точках

Значення тиску на початку стиснення, $P_a = 1,909 \text{ бар}$

Значення температури на початку стиснення, $T_a = 357,48 \text{ К}$

Тиск наприкінці стиснення, $P_c = 71,32 \text{ бар}$

					ДП.142.6221м.07.02.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Температура наприкінці стиснення, $T_c = 947,63$ К

Тиск на початку випуску, $P_b = 8,54$ бар

Значення температури на початку випуску, $T_b = 1342,6$ К

Значення параметрів, які визначають робочій цикл двигуна

Значення ступеня стиснення, $\epsilon = 16$

Кількість соплових отворів у розпилювачі форсунки, $i_{\text{сопел}} = 5$

Діаметр соплових отворів у розпилювачі форсунки, $d_{\text{сопел}} = 0,26$ мм

Кут початку випуску, $\varphi_{\text{вип. нач.}} = 66$ град. до НМТ

Кут кінця випуску, $\varphi_{\text{вип. кін.}} = 20$ град. за ВМТ

Кут початку впуску, $\varphi_{\text{вп. нач.}} = 20$ град. до ВМТ

Кут кінця впуску, $\varphi_{\text{вп. кін.}} = 46$ град. за НМТ

На підставі виконаного розрахунку циклу будується теоретична індикаторна діаграма циклу, характеристики впорскування та згоряння (рис. 2.1–2.4).

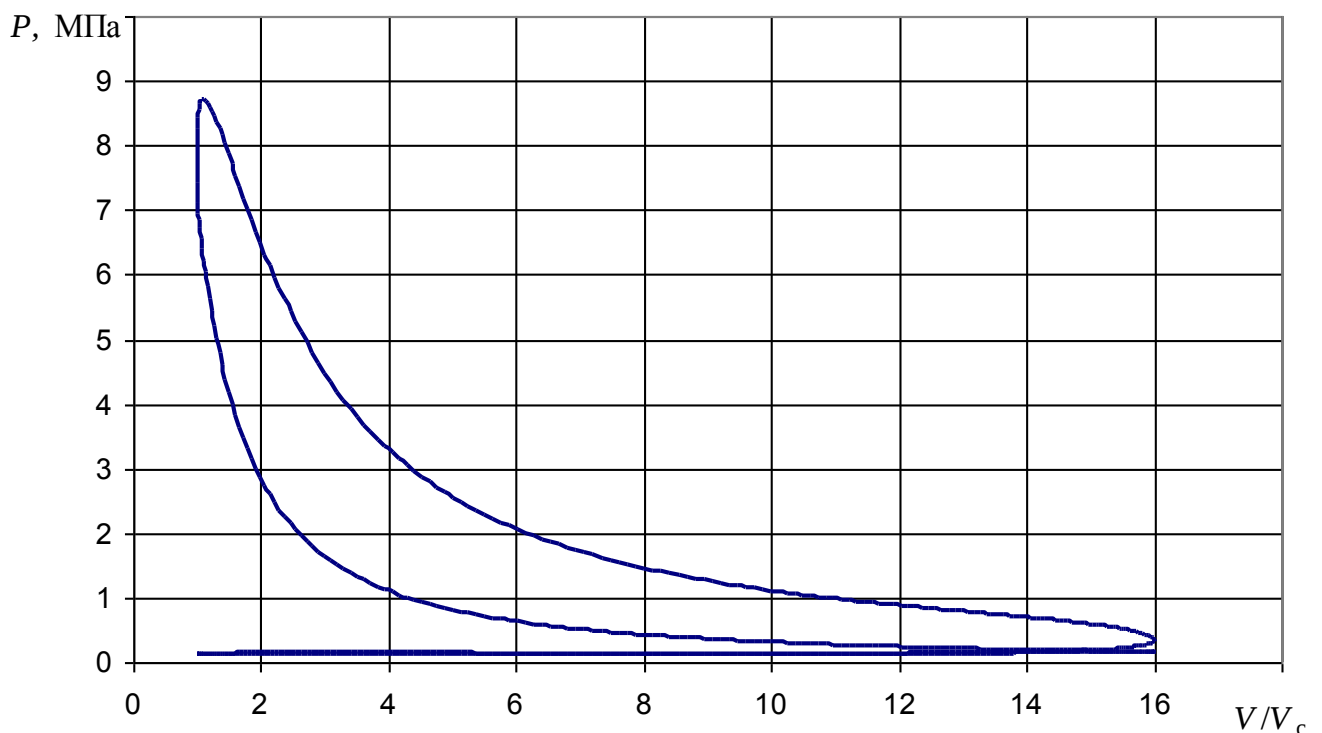
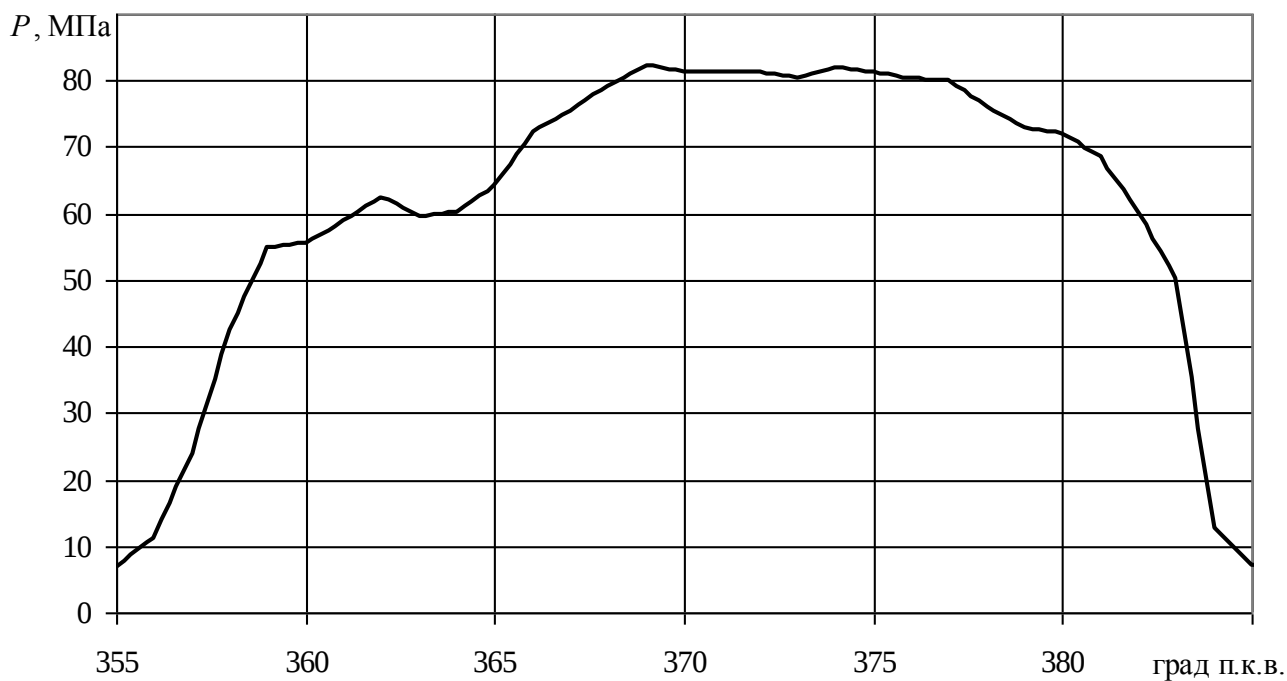


Рисунок 2.1 – Теоретична індикаторна діаграма двигуна 6ЧН 12,8/15,5
при використанні заводської паливної апаратури



*Рисунок 2.2 – Тиск впорскування палива у двигуні 6ЧН 12,8/15,5
при використанні заводської паливної апаратури*

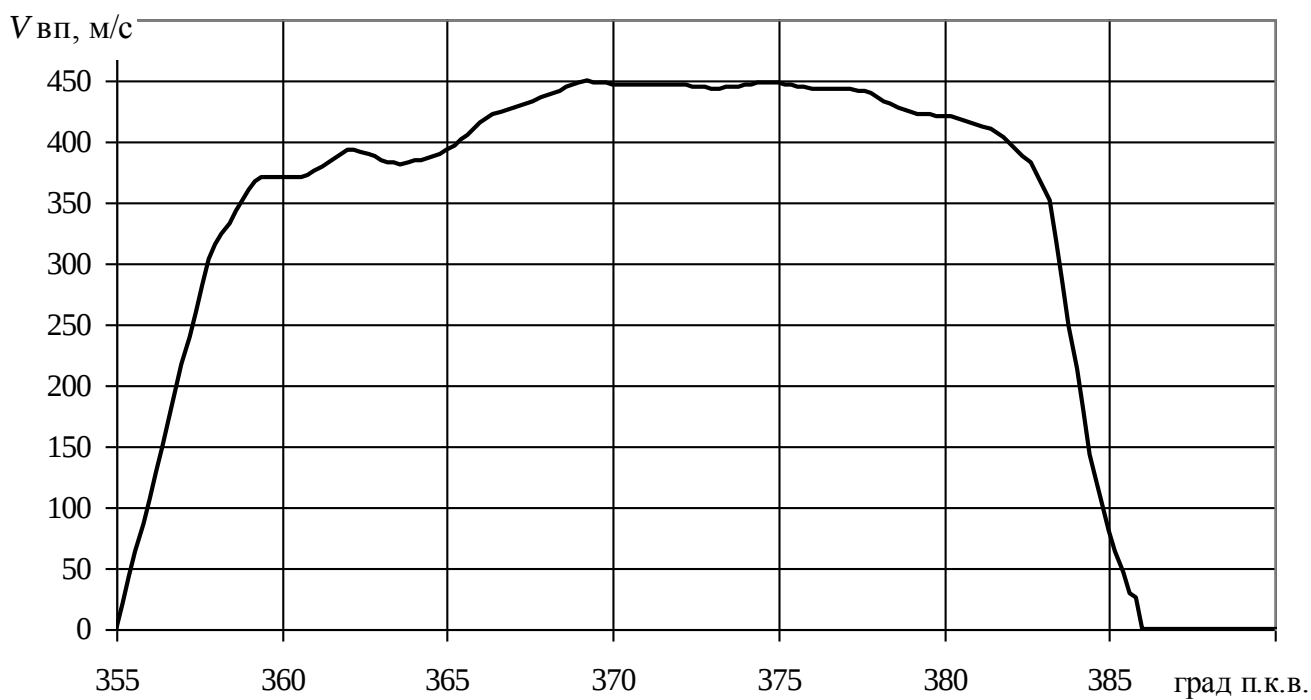


Рисунок 2.3 – Швидкість впорскування палива

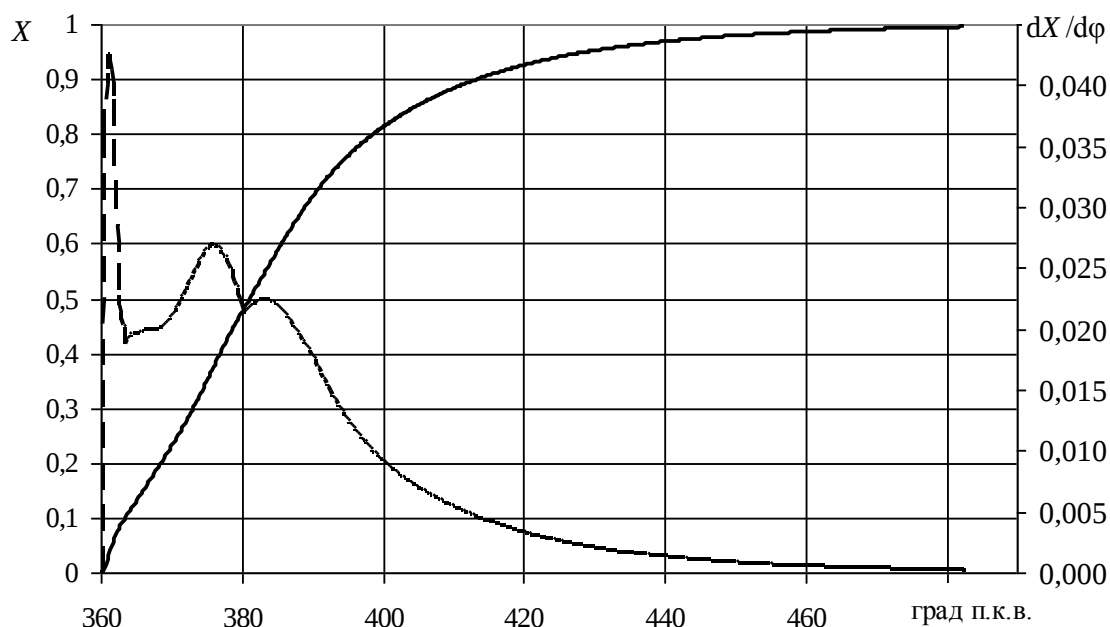


Рисунок 2.4 – Відносна швидкість згоряння та частка палива, що згоріло по куту повороту колінчатого валу

2.2.2. Результати розрахунку робочого циклу двигуна при використанні насос-форсунки на двигуні 6ЧН 12,8/15,5

Результати розрахунку ефективних та індикаторних показників роботи

Частота обертання, $n = 1900$ об/хв

Потужність, яку розвиває двигун, $N_e = 230,5$ кВт

Значення середнього ефективного тиску, $P_e = 12,059$ бар

Крутний момент двигуна, $M_e = 1149,5$ Нм

Значення циклової подачі палива, $q_c = 0,1373$ г

Питома ефективна витрата палива на двигуні, $g_e = 0,205$ кг/(кВт·год)

Ефективний ККД двигуна, $\eta_e = 0,411$

Значення середнього індикаторного тиску, $P_i = 13,494$ бар

Індикаторний ККД двигуна, $\eta_i = 0,461$

Значення параметрів навколишнього середовища при моделюванні

Значення тиску навколишнього середовища, $P_o = 1$ бар

Значення температури навколишнього середовища, $T_o = 295$ К

Значення статичного тиску за турбіною, $P_{от} = 1,02$ бар

Значення тиску загальмованого потоку за фільтром, $P_{\text{обх}} = 0,99$ бар

Параметри наддуву та газообміну

Тиск перед випускним колектором, $P_k = 1,603$ бар

Температура перед випускним колектором, $T_k = 301,38$ К

Значення витрати повітря через циліндри двигуна, $G_{\text{air}} = 0,325$ кг/с

Значення ККД агрегату наддуву, $\eta_{\text{тк}} = 0,7$

Значення середнього тиску перед турбіною, $P_t = 1,3$ бар

Значення середньої температури перед турбіною, $T_t = 838,08$ К

Витрата відпрацьованих газів через циліндри двигуна, $G_{\text{gas}} = 0,3340$ кг/с

Коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha_{\text{sum}} = 1,72$

Коефіцієнт наповнення, $\eta_{\text{н}} = 0,93$

Коефіцієнт залишкових газів, $\gamma_{\text{г}} = 0,02$

Коефіцієнт продувки $\phi_i = 1,05$

Впускний колектор двигуна

Значення середнього тиску у впускному колекторі, $P_s = 1,59$ бар

Значення середньої температури в впускному колекторі, $T_s = 304,44$ К

Значення середньої температури стінки впускного колектору, $T_{\text{ws}} = 311,46$ К

Коефіцієнт тепловіддачі у впускному колекторі, $\alpha_{\text{ws}} = 148,5$ Вт/(м²·К)

Коефіцієнт тепловіддачі у клапанному каналі, $\alpha_{\text{wsc}} = 175,14$ Вт/(м²·К)

Випускний колектор двигуна

Значення середнього статичного тиску відпрацьованих газів, $P_r = 1,315$ бар

Значення середньої статичної температури відпрацьованих газів, $T_r = 834,30$ К

Значення середньої швидкості газу, $W_r = 102,68$ м/с

Число Струхаля, $Sh = 14,22$

Значення середньої температура стінки випускного колектору ДВЗ, $T_{\text{wr}} = 759,32$ К

Коефіцієнт тепловіддачі у випускному колекторі двигуна, $\alpha_{\text{wr}} = 198,73$ Вт/(м²·К)

Коефіцієнт тепловіддачі у клапанному каналі, $\alpha_{\text{wcr}} = 662,61$ Вт/(м²·К)

Параметри процесу згоряння

Коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 1,735$

Значення максимального тиску згоряння, $P_z = 88,65$ бар

Значення максимальної температура згоряння, $T_z = 1872,8$ К

					ДП.142.6221м.07.02.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Кут, який відповідає максимальному тиску, $\varphi_{pz} = 13$ град. за ВМТ

Кут, який відповідає максимальній температурі $\varphi_{tz} = 29$ град. за ВМТ

Значення максимальної швидкості збільшення тиску, $dP/d\varphi = 8,48$ бар/град

Параметри упорскування

Значення максимального тиску упорскування, $P_{впр.мах} = 1872,8$ бар

Середній діаметр капель розпиленого палива, $d_{32} = 14,198$ мкм

Кут випередження упорскування, $\Theta_{вп} = 2$ град. до ВМТ

Кут тривалості паливоподачі, $\varphi_{впр} = 19$ град

Значення кута періоду затримки запалення, $\varphi_{затер} = 6,59$ град

Частина палива, яка випарувалася за період періоду затримки, $Sig = 0,165$

Тривалість процесу згоряння, $\varphi_{згор} = 61,4$ град.п.к.в.

Екологічні показники роботи двигуна

Значення емісії диму за шкалою Хартриджа, $Hartridge = 4,2$

Значення емісії диму за шкалою Бош, $Bosch = 0,46$

Значення коефіцієнту абсолютного світло поглинання відпрацьованих газів по ЄЕК, $K, m^{-1} = 0,11/m$

Емісія твердих часток у відпрацьованих газах, $PM = 0,068$ г/(кВт·год)

Емісія двоокису вуглецю у відпрацьованих газах, $CO_2 = 662,64$ г/(кВт·год)

Значення концентрації вологих NO_x , $NO_x, ppm = 402,24$ 1/млн, (ppm)

Емісія NO_x яка приведена до NO_2 , $NO_2 = 2,3$ г/(кВт·год)

Значення комплексу сумарної емісії NO_x та PM , $SE = 0,822$

Значення емісії SO_2 , $SO_2 = 0.0000$ г/кВт·год

Значення параметрів робочого циклу двигуна в характерних точках

Значення тиску на початку стиснення, $P_a = 1,907$ бар

Значення температури на початку стиснення, $T_a = 357,45$ К

Тиск наприкінці стиснення, $P_c = 71,24$ бар

Температура наприкінці стиснення, $T_c = 947,59$ К

Тиск на початку випуску, $P_b = 7,58$ бар

Значення температури на початку випуску, $T_b = 1187,0$ К

Значення параметрів, які визначають робочий цикл двигуна

Значення ступеня стиснення, $\varepsilon = 16$

					ДП.142.6221м.07.02.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Кількість соплових отворів у розпилювачі форсунки, $i_{\text{сопел}} = 5$

Діаметр соплових отворів у розпилювачі форсунки, $d_{\text{сопел}} = 0,26$ мм

Кут початку випуску, $\varphi_{\text{вип. нач.}} = 66$ град. до НМТ

Кут кінця випуску, $\varphi_{\text{вип. кін.}} = 20$ град. за ВМТ

Кут початку впуску, $\varphi_{\text{вп. нач.}} = 20$ град. до ВМТ

Кут кінця впуску, $\varphi_{\text{вп. кін.}} = 46$ град. за НМТ

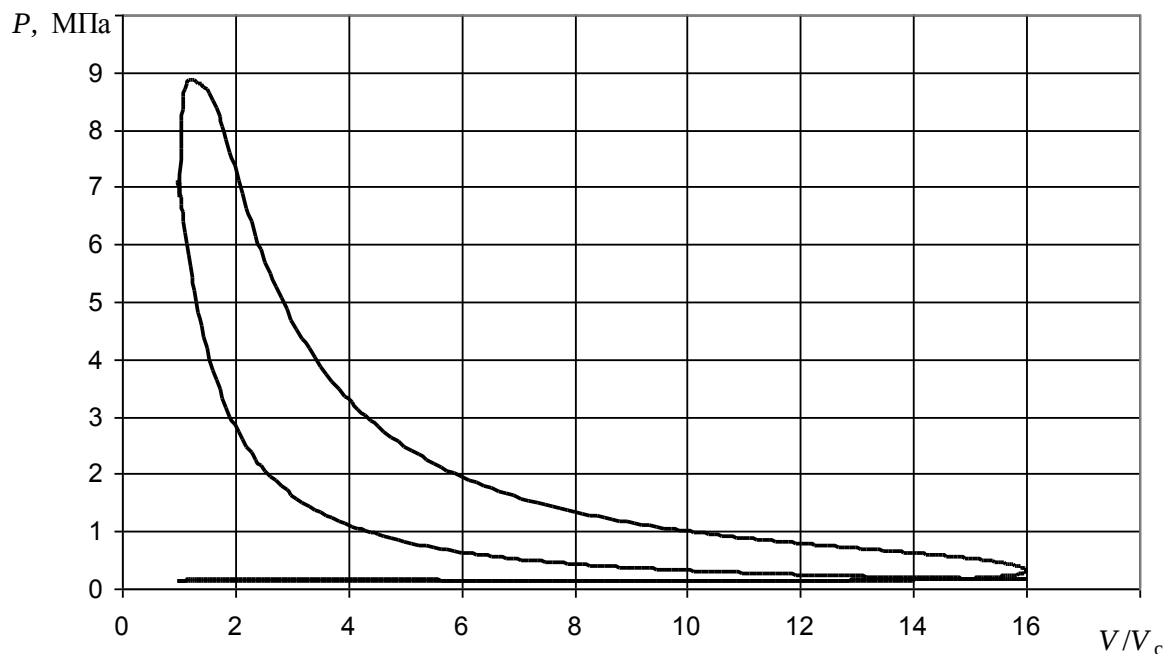


Рисунок 2.5 – Індикаторна діаграма двигуна 6ЧН 12,8/15,5
при використанні насос-форсунки

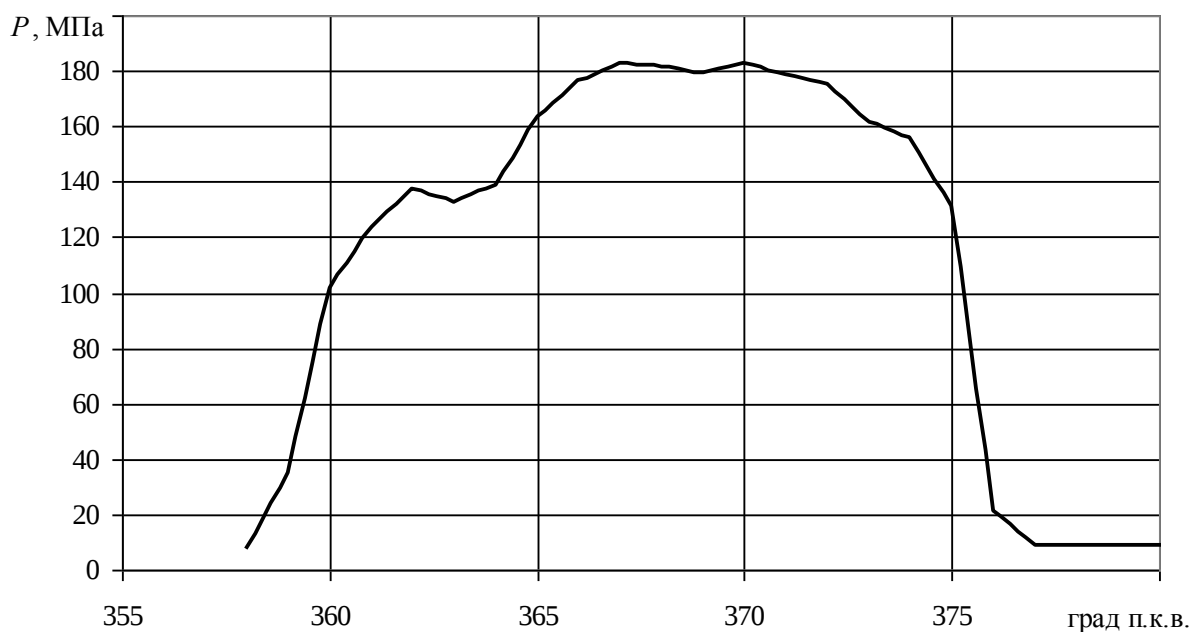


Рисунок 2.6 – Тиск впорскування палива у двигуні 6ЧН 12,8/15,5
при використанні насос-форсунки

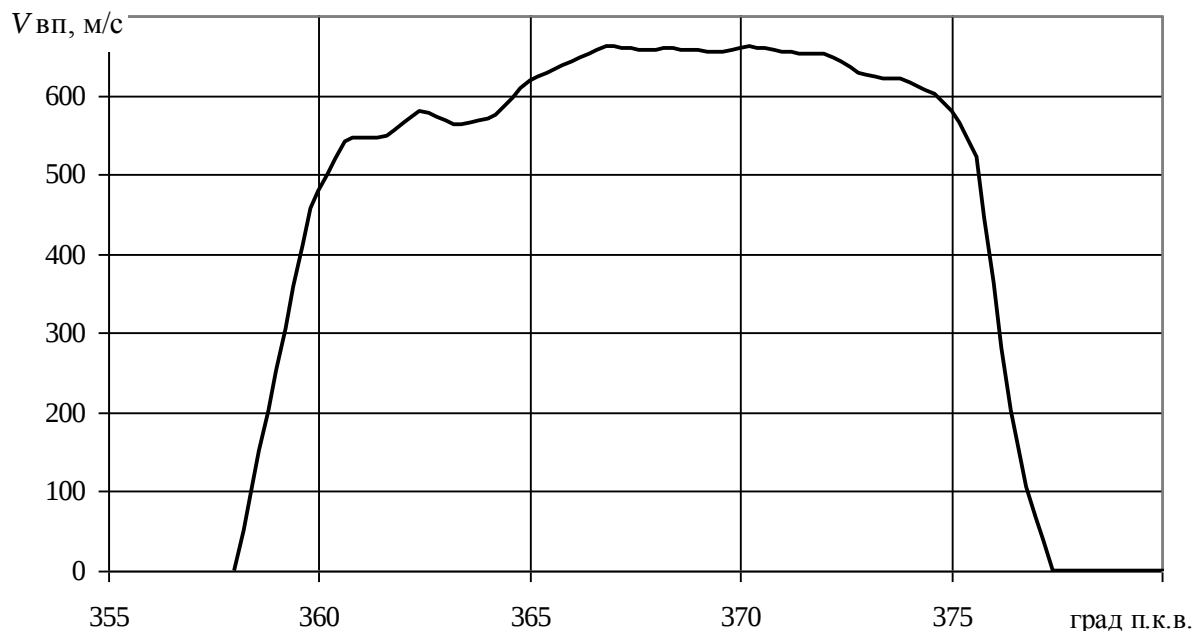


Рисунок 2.7 – Швидкість впорскування палива

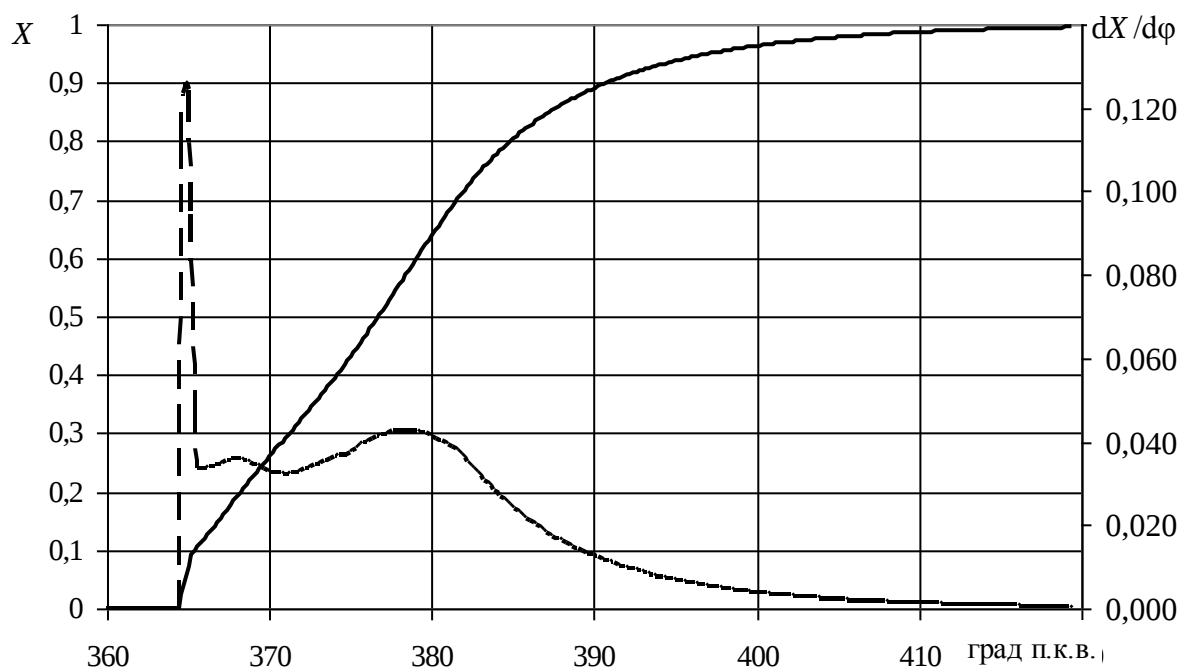


Рисунок 2.8 – Відносна швидкість згоряння та частка палива, що згоріло по куту повороту колінчатого валу

2.3. Висновки до розділу

У результаті проведених розрахунків робочого циклу двигуна 6ЧН 12,8/15,5 при різних значеннях тиску впорскування палива за допомогою програми Diesel-RK, отримані всі основні параметри робочого циклу, які знадобляться для подальших розрахунків. В таблиці наведено порівняння параметрів роботи двигуна 6ЧН 12,8/15,5 при використанні заводської паливної апаратури та насос-

форсунки. З наведеної таблиці видно, що проєктований двигун з насос-форсунками за основними економічними та екологічними показниками набагато переважає двигун аналог. Так витрата палива знизилась на 18 г/(кВт·год), що є досить суттєво. Зниження шкідливих викидів у атмосферу є досить актуальним, у наш час коли все більше стають вимоги до токсичності відпрацьованих газів ДВЗ. Таким чином, проєктований двигун має прогресивний набір основних параметрів, що характеризують його робочий цикл й споживчі якості.

Таблиця 2.2 – Порівняння модернізованого двигуна 6ЧН 12,8/15,5 з прототипом

№ п. п.	Параметр	ПНВТ	Насос-форсунка
1	Ефективна потужність двигуна, N_e , кВт	228	230
2	Ефективна витрата палива, g_e г/(кВт·год)	223	205
3	Середній ефективний тиск, p_e , МПа	1,2	1,2
4	Ефективний КПД двигуна, η_e	0,379	0,411
5	Максимальний тиск згоряння, P_z , МПа	8,7	8,8
6	Максимальна температура згоряння, T_z , К	1725,7	1872,8
7	Тиск наддуву P_k , МПа	1,6	1,6
8	Витрата газів через турбіну, G_t , кг/с	0,334	0,334
9	Витрата повітря, G кг/с	0,327	0,325
10	Максимальна швидкість наростання тиску, $dP/d\phi$, МПа/град	0,548	0,848
11	Емісія диму за шкалою Хартриджа	23,23	4,2
12	Емісія диму за шкалою Бош	2,277	0,46
13	Коефіцієнт абсолютного світло поглинання ВГ по СЕК, 1/м	0,617	0,1
14	Емісія твердих часток, РМ, г/(кВт·год)	0,536	0,068
15	Емісія двоокису вуглецю, CO_2 , г/(кВт·год)	719,5	662,64
16	Емісія NO_x приведена до NO_2 , г/(кВт·год)	2,59	2,3
17	Комплекс сумарної емісії NO_x та РМ, SE	2,15	0,822

					ДП.142.6221м.07.03.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок динаміки та міцності деталей КШМ двигуна 6ЧН 12,8/15,5		
Студент.		Кузнєцов О. Р.					
Консультант							
Керівник		Митрофанов О.С.					
					НУК ім. адм. Макарова		

3.1. Розрахунки динаміки двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Під час роботи на деталі двигуна діють різні за величиною та періодичністю сили. Так на деталі двигуна діють сили від тиску газів у робочому циліндрі, сили інерції від мас, що рухаються зворотно-поступово та мас, які обертаються. Найбільшій дії від різного роду сил піддаються деталі кривошипно-шатунного механізму двигуна, які саме і забезпечують перетворення поступального руху поршня у обертовий рух колінчастого валу. Основними конструктивними параметрами кривошипно-шатунного механізму двигуна є радіус кривошипа r , довжина шатуна $l_{ш}$ та їхнє відношення:

$$\lambda_{ш} = \frac{r}{L_{ш}},$$

де $\lambda_{ш} = 0,32$ – постійна кривошипно-шатунного механізму.

При проведенні розрахунку кривошипно-шатунного механізму двигуна кут повороту кривошипа колінчастого валу φ відраховується у бік його повороту від положення поршня у ВМТ $\varphi = \omega \cdot \tau$ та приймається незалежною змінною. Кутова швидкість кривошипа колінчастого валу двигуна при виконанні кінематичних та динамічних розрахунків приймається постійною й визначається, як:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, c^{-1}, \quad \omega = \frac{3,14 \cdot 1900}{30} = 198,86 \text{ } c^{-1}$$

Кутове переміщення кривошипа колінчастого валу двигуна:

$$\varphi = 6 \cdot n \cdot \tau ;$$

де τ – час за який кривошип переміщується на кут φ , с.

Значення кута відхилення шатуна від осі циліндра двигуна:

$$\beta = \arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \varphi)$$

Сили, що діють на кривошипно-шатунного механізму двигуна

З боку камери згоряння у циліндрі двигуна на поршень діє **сила тиску газів**, яка прикладена у центрі поршневого пальця та діє вздовж осі робочого циліндра. Відносно значення сили тиску газів у робочому циліндрі двигуна залежно від кута повороту кривошипа колінчастого валу $P_z = f(\varphi)$ визначається за індикаторною діаграмою.

При роботі двигуна на деталі кривошипно-шатунного механізму діють **сили інерції** від мас, що рухаються поступально та неврівноважених мас, що обертаються. Сила інерції від мас, що рухаються поступально прикладена у центрі поршневого пальця двигуна та діє вздовж осі циліндра:

$$P_s = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_u \cdot \cos \varphi), \text{ МПа.}$$

Рушійна сила являє собою рівнодіючої усіх сил, що діють на поршень двигуна (сили від тиску газів у робочому циліндрі, сили тиску повітря в підпоршневій порожнині, сили тяжіння та сили інерції):

$$P_{руш} = P_{г} - P_{пш} + P_j + P_T, \text{ МПа}$$

де $P_{пш}$ – сила атмосферного тиску у разі поєднання підпоршневої порожнини з картером двигуна; $P_T = m_s \cdot g$.

Значення рушійної сили також можна отримати графічним шляхом, а саме побудовою на одному полі діаграми сил тиску газів $P_{г}$ та діаграми сил інерції з подальшим визначенням суми ординати між ними. Сили тяжіння, а також тиску повітря в підпоршневій порожнині двигуна є постійними та враховуються при побудові.

Рушійна сила $P_{руш}$ у свою чергу розкладається на дві складові, а саме на нормальну, що діє перпендикулярно до осі робочого циліндра двигуна та притискає поршень до втулки робочого циліндру

$$N = P_{ос} \cdot \operatorname{tg} \beta$$

та силу, яка діє вздовж осі шатуна

$$Q = \frac{P_{ос}}{\cos \beta}.$$

Сила Q переноситься уздовж лінії шатуна до центра шатунної шийки й розкладається на дві складові, а саме:

на радіальну силу, що діє уздовж кривошипа колінчастого валу двигуна

$$Z = Q \cdot \cos(\varphi + \beta) = P_{ос} \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

та дотичну силу

$$T = Q \cdot \sin(\varphi + \beta) = P_{ос} \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Маси рухомих деталей двигуна призводять до виникнення сил інерції. Вага елементів кривошипно-шатунного механізму двигуна спричиняє додаткове навантаження, однак враховувати її потрібно тільки при розрахунках малообертових двигунів, так, як сила ваги елементів у високообертових двигунах значно менше інших сил, що виникають. При проведенні розрахунків для спрощення дійсний кривошипно-шатунного механізму двигуна замінюють динамічною моделлю, представленою на рис. 3.1. Маси деталей кривошипно-шатунного механізму зосереджують у певних точках, закони руху яких відомі, а такі маси називаються приведеними.

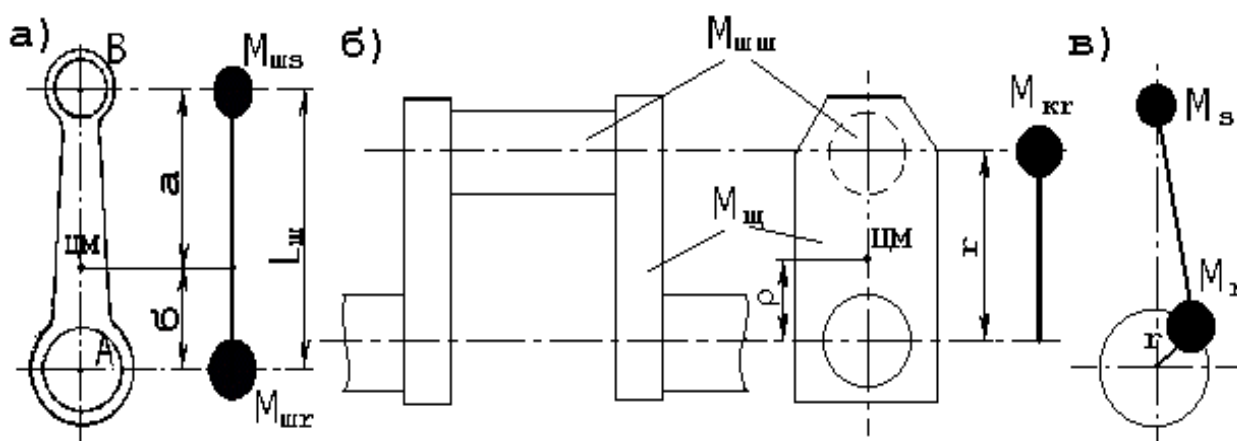


Рисунок 3.1 – Основні деталі кривошипно-шатунного механізму двигуна та їх динамічні моделі: а – шатун; б – кривошип; в – КШМ у цілому

Приведена маса шатуна двигуна зосереджується у центрі верхньої головки та здійснює поступальний рух та знаходиться за умовою статичної еквівалентності:

$$M_{us} = M_{ш} \cdot \frac{b}{a+b} = M_{ш} \cdot \frac{b}{L}$$

Приблизне значення маси M_{us} дорівнює:

$$M_{us} = 0,3 \cdot M_{ш} = 0,3 \cdot 10 = 3 \text{ кг.}$$

де $M_{ш}$ – маса шатуна двигуна.

Такі деталі двигуна, як поршень, поршневий палець та поршневі кільця рухаються поступально тому їх маса не приводиться.

Загальна маса деталей двигуна, що поступально рухаються, дорівнює:

$$M_s = M_{\Pi} + M_{us} = 2,2 + 3 = 5,2 \text{ кг},$$

де M_{Π} – маса поршня двигуна та з'єднаних з ним деталей, які здійснюють поступальний рух.

Для зручності виконання розрахунків абсолютні рухомі маси деталей заміняють відносними:

$$m_s = \frac{M_s}{F_n}, \text{ кг/м}^2;$$

де F_n – площа поршня двигуна.

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0,128^2}{4} = 0,013 \text{ м}^2;$$

де D – діаметр робочого циліндра двигуна.

$$m_s = 5,2/0,013 = 404,3 \text{ кг/м}^2.$$

Таблиця 3.1 – Вхідні дані для розрахунку діючих зусиль на двигун

Діаметр поршня двигуна	м	D	0,128
Частота обертання колінчастого валу	хв ⁻¹	n	1900
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	8,865
Тиск на початку процесу стиснення	МПа	P_a	0,1907
Тиск наддуву двигуна	МПа	P_k	0,16
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,13
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,32
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступово	кг	m	5,2
Радіус кривошипа колінчастого валу	м	r	0,0775
Ступінь стиснення		ε	16
Показник політропи стиснення		n_1	1,367
Показник політропи розширення		n_2	1,293
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,737
Кількість циліндрів двигуна		i	6

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 3.2–3.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 3.2 – 3.4.

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,1600	-1,6357	-1,4757	0,0000	-1,4757	0,0000
15	0,1600	-1,5404	-1,3804	-0,1146	-1,3037	-0,4680
30	0,1600	-1,2714	-1,1114	-0,1794	-0,8729	-0,7111
45	0,1600	-0,8762	-0,7162	-0,1649	-0,3899	-0,6231
60	0,1600	-0,4213	-0,2613	-0,0743	-0,0663	-0,2635
75	0,1600	0,0227	0,1827	0,0583	-0,0091	0,1916
90	0,1600	0,3965	0,5565	0,1844	-0,1844	0,5565
105	0,1600	0,6641	0,8241	0,2632	-0,4675	0,7279
120	0,1600	0,8179	0,9779	0,2782	-0,7298	0,7078
135	0,1600	0,8762	1,0362	0,2386	-0,9014	0,5640
150	0,1600	0,8749	1,0349	0,1670	-0,9798	0,3728
165	0,1600	0,8536	1,0136	0,0841	-1,0008	0,1811
180	0,1907	0,8427	1,0334	0,0000	-1,0334	0,0000
195	0,1936	0,8536	1,0471	-0,0869	-1,0340	-0,1871
210	0,2028	0,8749	1,0777	-0,1739	-1,0203	-0,3882
225	0,2202	0,8762	1,0964	-0,2524	-0,9538	-0,5968
240	0,2494	0,8179	1,0672	-0,3036	-0,7965	-0,7725
255	0,2974	0,6641	0,9615	-0,3070	-0,5454	-0,8493
270	0,3780	0,3965	0,7745	-0,2567	-0,2567	-0,7745
285	0,5202	0,0227	0,5429	-0,1734	-0,0269	-0,5693
300	0,7913	-0,4213	0,3700	-0,1052	0,0938	-0,3730
315	1,3625	-0,8762	0,4863	-0,1119	0,2647	-0,4230
330	2,6956	-1,2714	1,4242	-0,2298	1,1185	-0,9111
345	5,6811	-1,5404	4,1407	-0,3437	3,9106	-1,4037
360	8,4408	-1,6357	6,8050	0,0000	6,8050	0,0000
375	8,8650	-1,5404	7,3246	0,6080	6,9177	2,4831
390	6,1497	-1,2714	4,8782	0,7872	3,8311	3,1209
405	3,2253	-0,8762	2,3490	0,5408	1,2786	2,0434
420	1,9290	-0,4213	1,5077	0,4289	0,3824	1,5202
435	1,2974	0,0227	1,3201	0,4216	-0,0655	1,3842
450	0,9591	0,3965	1,3556	0,4492	-0,4492	1,3556
465	0,7644	0,6641	1,4285	0,4562	-0,8103	1,2618
480	0,6471	0,8179	1,4650	0,4167	-1,0934	1,0603
495	0,5752	0,8762	1,4515	0,3342	-1,2626	0,7901
510	0,5322	0,8749	1,4071	0,2271	-1,3322	0,5069
525	0,5093	0,8536	1,3629	0,1131	-1,3457	0,2435
540	0,5021	0,8427	1,3448	0,0000	-1,3448	0,0000
555	0,1300	0,8536	0,9836	-0,0816	-0,9712	-0,1757
570	0,1300	0,8749	1,0049	-0,1622	-0,9514	-0,3620
585	0,1300	0,8762	1,0062	-0,2317	-0,8753	-0,5477
600	0,1300	0,8179	0,9479	-0,2696	-0,7074	-0,6861
615	0,1300	0,6641	0,7941	-0,2536	-0,4505	-0,7014
630	0,1300	0,3965	0,5265	-0,1745	-0,1745	-0,5265
645	0,1300	0,0227	0,1527	-0,0488	-0,0076	-0,1601
660	0,1300	-0,4213	-0,2913	0,0829	-0,0739	0,2937
675	0,1300	-0,8762	-0,7462	0,1718	-0,4062	0,6492
690	0,1300	-1,2714	-1,1414	0,1842	-0,8964	0,7302
705	0,1300	-1,5404	-1,4104	0,1171	-1,3320	0,4781
720	0,1300	-1,6357	-1,5057	0,0000	-1,5057	0,0000

Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа

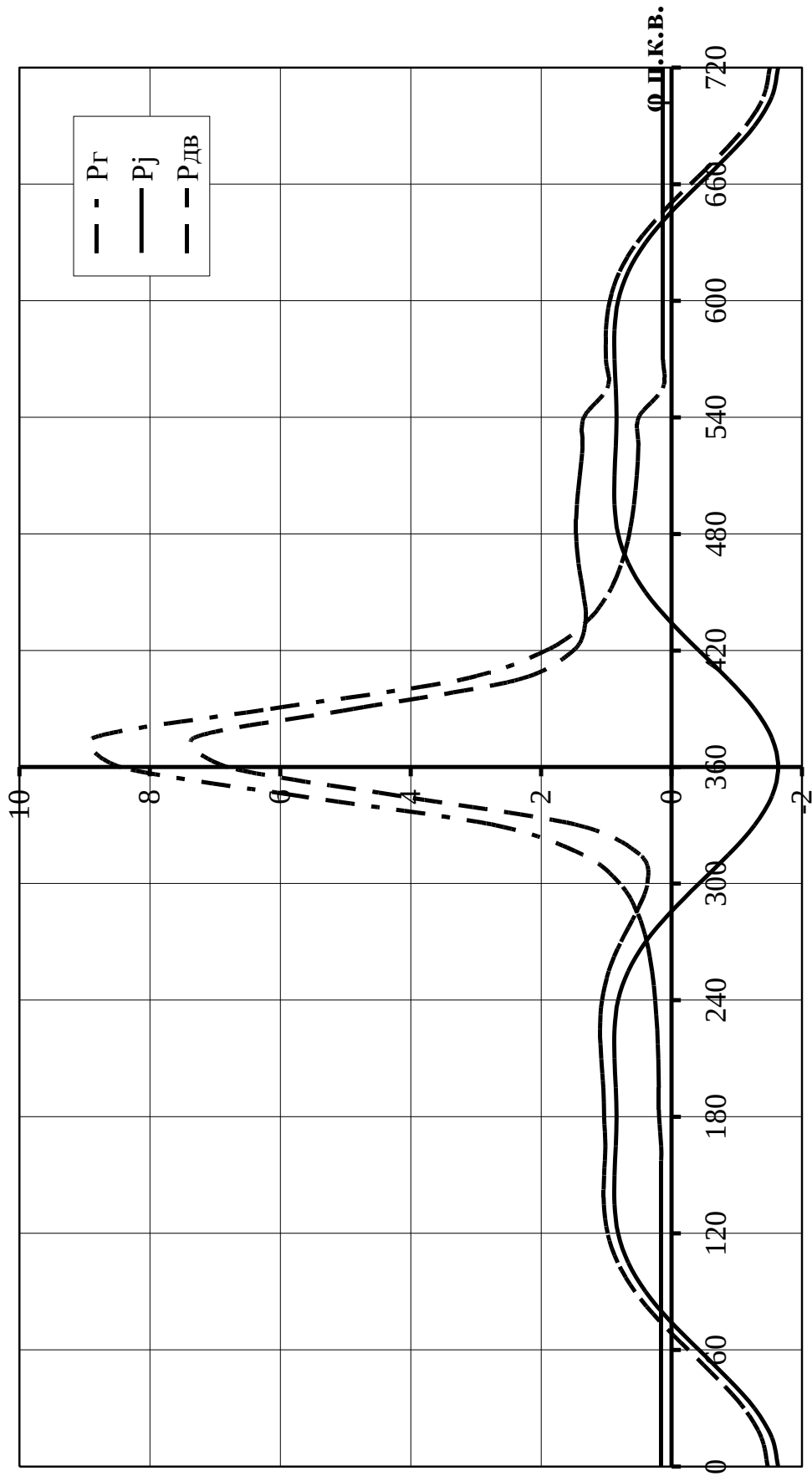


Рисунок 3.2 – Діаграми сил P_r , P_j , P_{dv}

Сили N, Z, T в МПа.

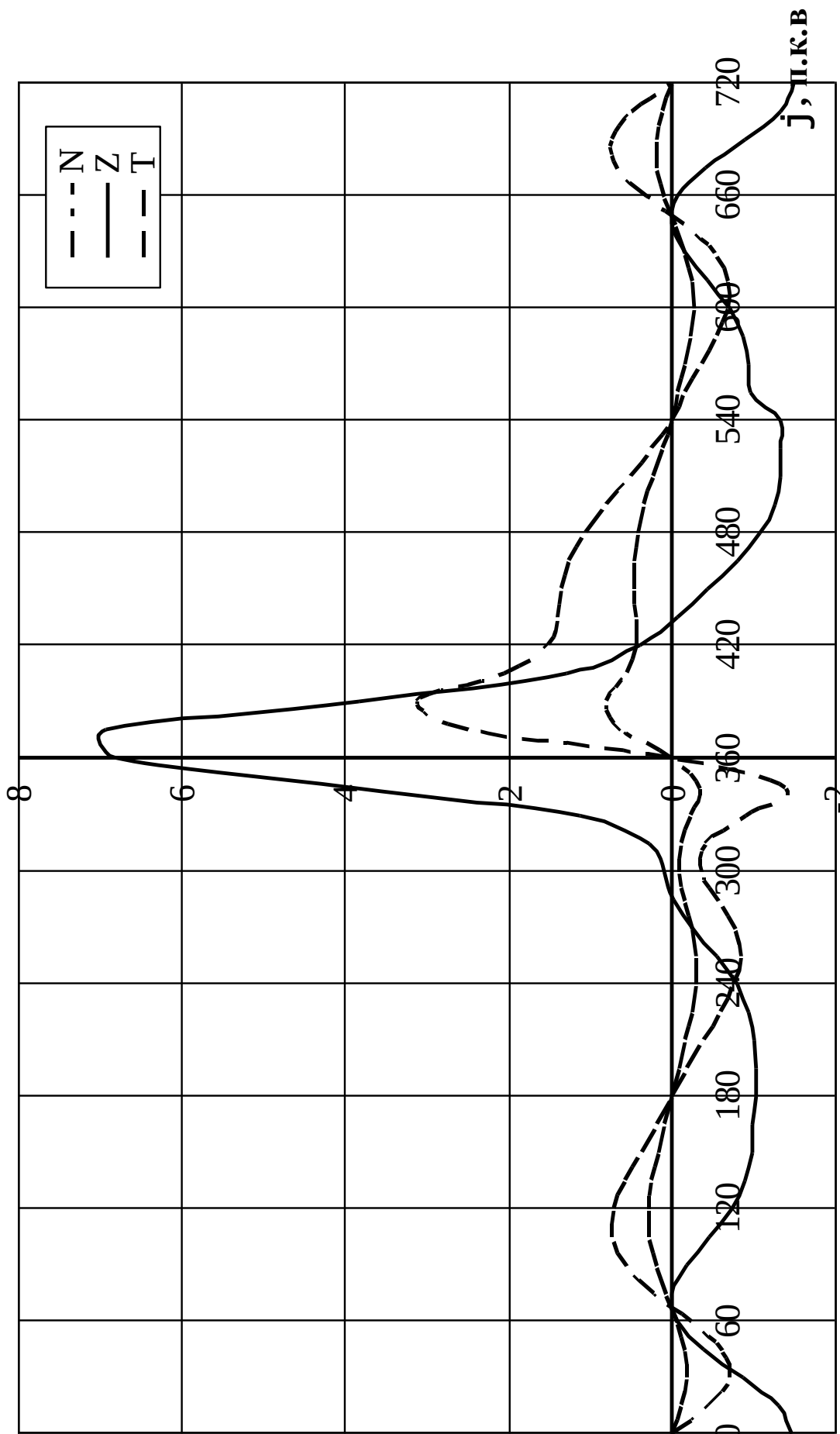


Рисунок 3.3 – Діаграми сил N, Z, T

Значення сумарної дотичної сили в багатоциліндровому двигуні визначають для розрахунку обертового моменту двигуна й розрахунку колінчатого валу на міцність. У таблиці 3.3 подано розрахунок сумарної дотичної сили двигуна 6ЧН 12,8/15,5.

Таблиця 3.3 – Визначення сумарних дотичних сил двигуна 6ЧН 12,8/15,5

φ_3°	Номер циліндра						T_Σ	T_{cp_Σ}
	1	2	3	4	5	6		
0	0,0000	0,8098	-0,8816	0,0000	1,8161	-0,5314	1,2129	2,18216
15	-0,4202	0,6408	-1,0097	1,7430	1,4409	-0,6644	1,7305	2,18216
30	-0,6209	0,4236	-1,0054	3,2141	0,9694	-0,6749	2,3058	2,18216
45	-0,5004	0,2062	-0,8975	5,4103	0,5690	-0,4965	4,2912	2,18216
60	-0,1213	0,0000	-0,8335	4,0311	0,2378	-0,1286	3,1855	2,18216
75	0,3394	-0,2071	-1,0514	3,0139	0,0000	0,3240	2,4188	2,18216
90	0,6975	-0,4311	-1,6694	2,4733	-0,1814	0,6752	1,5641	2,18216
105	0,8525	-0,6682	-1,9726	2,1386	-0,3512	0,7494	0,7485	2,18216
120	0,8098	-0,8816	0,0000	1,8161	-0,5314	0,4883	1,7012	2,18216
							17,4573	

Середнє значення сумарної дотичної сили двигуна 6ЧН 12,8/15,5 $T_{\Sigma cp}$ визначено за даними таблиці 3.3.

$$T_{\Sigma cp} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} T_{\Sigma\varphi} \cdot \Delta\varphi / \varphi_3 \quad T_{\Sigma cp} = 17,45 \cdot \frac{15}{120} = 2,18 \text{ МПа}.$$

На рис. 3.4 подано графік сумарної дотичної сили двигуна 6ЧН 12,8/15,5 T_Σ та середнє за часом значення сумарної дотичної сили $T_{\Sigma cp}$.

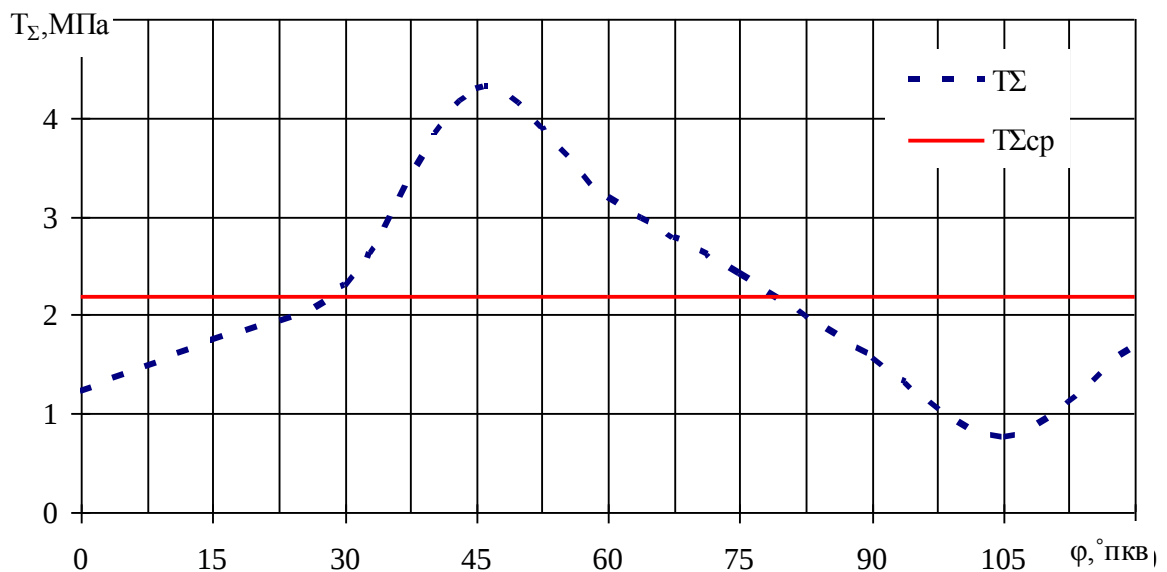


Рисунок 3.4 – Графік сумарних дотичних сил двигуна 6ЧН 12,8/15

3.2. Розрахунок на міцність деталей КШМ двигуна 6ЧН 12,8/15,5

3.2.1. Розрахунок колінчастого валу двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Однією з найбільш відповідальних деталей кривошипно-шатунного механізму є колінчастий вал. Він є найбільш напруженою та трудомісткою у виготовленні деталлю механізму руху двигуна. На колінчастий вал діють сили від тиску газів, а також сили інерції мас, що рухаються поступально. Також ці сили викликають значні змінні за знаком моменти, що скручують та вигинають вал. Обертаючий момент періодично змінюється, викликаючи крутильні та повздовжні коливання колінчастого валу, які за певних несприятливих умов можуть привести до значної додаткової напруги й викликати поломку.

Вихідні дані:

Діаметр циліндра

$$D := 128 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згоряння

$$P_z := 8.865 \text{ МПа}$$

Частота обертання

$$n := 1900 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Максимальна абсолютна сила інерції

$$P_j := 2.94 \text{ МПа}$$

Радіус кривошипа

$$r := 77.5 \text{ мм}$$

Дотична сила при P_z

$$T_z := 4.998$$

Максимальна дотична сила

$$T := 7.71$$

радіальна сила

$$Z := 14.88$$

Розрахунок на міцність колінчастого валу.

Розрахунок на міцність колінчастого валу проводиться в трьох "небезпечних" положеннях:

в верхньому мертвому положенні при найбільшому значенні радіального зусилля, дорівнюючого P_z МПа, тобто припускаючи $P_j=0$ (пускові умови);

в положенні максимального значення тангенціального зусилля рорховуємого коліна;

в положенні вала, відповідному найбільшому значенню тангенціального зусилля всього двигуна.

В одноциліндровому двигуні дотична сила дорівнює сумарній дотичній силі тому розрахунок в третьому положенні не проводиться.

Розрахунок колінчатого валу в першому положенні.

Основні конструктивні параметри

- Діаметр та довжина корінної шийки з сторони відбору потужності:

$$d_k := 102 \text{ мм}$$

$$l_k := 46 \text{ мм}$$

- Діаметр та довжина корінної шийки з сторони протилежної відбору потужності:

$$d'_k := 102 \text{ мм}$$

$$l'_k := 46 \text{ мм}$$

- Діаметр шатунної шийки :

$$d_{ш} := 90 \text{ мм}$$

- Довжина шатунної шийки :

$$l_{ш} := 46 \text{ мм}$$

- Товщина щоки

$$h := 36 \text{ мм}$$

- Радіус кривошипа

$$r = 77.5 \text{ мм}$$

- Ширина щоки

$$b := 136 \text{ мм}$$

- Відстань між серединами корінних шийок

$$L := 156 \text{ мм}$$

- Відстань від середини корінної шийки до середини щоки з сторони відбору потужності:

$$a_1 := 38 \text{ мм}$$

з сторони протилежної відбору потужності:

$$a'_1 := 38 \text{ мм}$$

- Відстань від середини корінної шийки до щоки

					ДП.142.6221м.07.03.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

з сторони відбору потужності

$$a := 22 \text{ мм}$$

з сторони протилежної відбору потужності:

$$a' := 22 \text{ мм}$$

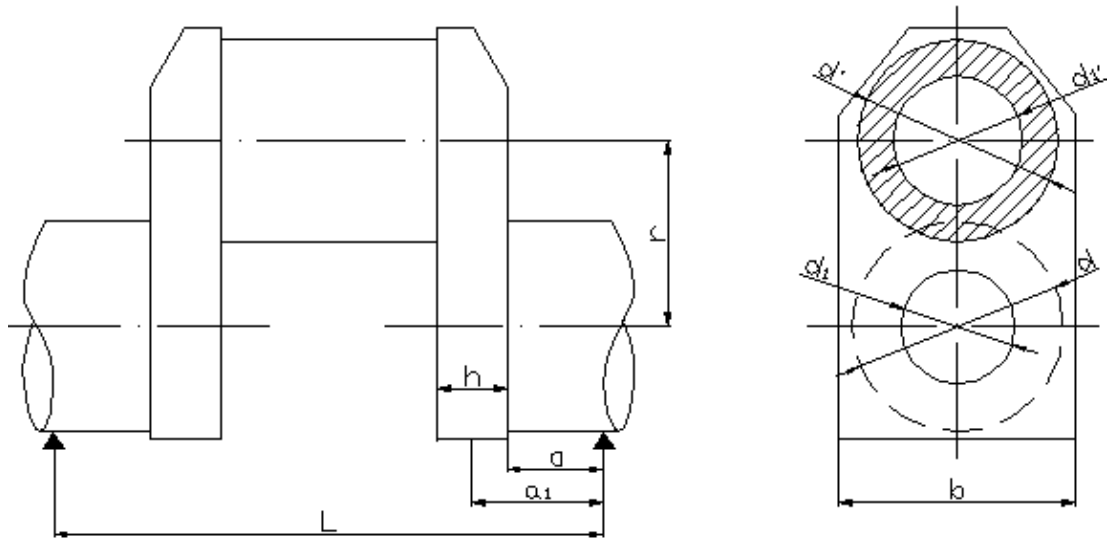


Рисунок 3.5 – Схема розрахунку колінчатого валу двигуна

Розрахунок рамової шийки з боку відбору потужності

- Згинаючий момент на корінній шийці

$$M_{u1} = P_Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a \quad M_{u1} = 1.303 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

- Момент опору шийки

$$d_{k1} := 56 \text{ мм}$$

- діаметр отвору в шийці

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k} \quad W = 9.648 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

- Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M_{u1}}{W} \quad \sigma_u = 13.506 \text{ МПа}$$

- Момент скручуючий шийку

$$M_k := T_Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 4.984 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

$$T_z := 2.1879$$

- Абсолютне значення дотичної сили в момент пуску, МПа

- Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n := 2 \cdot W \quad W_n = 1.93 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

- Напруга від кручення

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau_k = 25.831 \text{ МПа}$$

- Складне навантаження на шийці

$$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad \sigma_c = 53.399 \text{ МПа}$$

Розрахунок рамової шийки з боку протилежного відбору потужності

- Згинаючий момент на корінній шийці

$$M_{u2} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_w}{2} \right)}{L} \cdot a' \quad M_{u2} = 1.303 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

- Момент опору шийки

$$W' := 0.1 \cdot d_k^3 \quad W' = 1.061 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

- Напруга від згинання

$$\sigma'_u := \frac{M_{u2}}{W'} \quad \sigma'_u = 13.506 \text{ МПа}$$

- Момент скручуючий шийку

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l \quad M_k = 2.182 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

- Полярний момент опору перетину шийки

$$W'_n := 2 \cdot W' \quad W'_n = 2.122 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

- Напруга від кручення

$$\tau'_k := \frac{M_k}{W'_n} \quad \tau'_k = 10.28 \text{ МПа}$$

- Складне навантаження на шийці

$$\sigma'_c := \sqrt{\sigma'_u^2 + 4 \cdot \tau'_k^2} \quad \sigma'_c = 24.6 \text{ МПа}$$

Корінна шийка колінчастого валу двигуна з сторони відбору потужності має більшу довжину, що пов'язано зі застосування на ній підшипника ковзання. Саме тому розрахунок буде проводитися для неї як для найбільш навантаженої. Це підтверджується порівнянням складних навантажень корінних шийок валу.

Розрахунок щоки коліна

- Згинаючий момент від реакції P_z на плече a_1

$$M_u = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a_1 \quad M_u = 2.251 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

- Момент опору щоки

$$W := \frac{b \cdot h^2}{6} \quad W = 2.938 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

- Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 76.62 \text{ МПа}$$

- Згинаючий момент від тангенціальної сили

$$M'_u := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M'_u = 2.182 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

- Момент опору щоки

$$W' := \frac{h \cdot b^2}{6} \quad W' = 1.11 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

- Напруга від згинання

$$\sigma'_u := \frac{M'_u}{W'} \quad \sigma'_u = 19.661 \text{ МПа}$$

- Напруга від стиску силою $P_z/2$

$$\sigma_{cm} := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h} \quad \sigma_{cm} = 11.65 \text{ МПа}$$

- Сумарне навантаження в щоці

$$\sigma_\Sigma := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{cm} \quad \sigma_\Sigma = 107.931 \text{ МПа}$$

Розрахунок мотилевої шийки

- Згинаючий момент від сили P_z

$$M := \frac{P_Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l_{\text{ш}}}{4} \quad M = 1.312 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

- Момент опору шийки

$$d_{\text{ш1}} := 56 \text{ мм}$$

- діаметр отвору в шийці

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_{\text{ш}}^4 - d_{\text{ш1}}^4}{d_{\text{ш}}} \quad W = 6.197 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

- Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M}{W} \quad \sigma_u = 21.168 \text{ МПа}$$

- Момент скручуючий шийку

$$M_k := T_Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 2.182 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

T_Z - Абсолютне значення дотичної сили в момент пуску, МПа

- Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n := 2 \cdot W \quad W_n = 1.239 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

- Напруга від кручення

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau_k = 17.604 \text{ МПа}$$

- Складне навантаження на шийці

$$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad \sigma_c = 41.081 \text{ МПа}$$

Розрахунок колінчатого валу в другому положенні.

Розрахунок рамової шийки з боку відбору потужності

- Згинаючий момент на корінній шийці від реакцій T та Z

$$M_{1u} = T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a \quad M_{1u} = 1.133 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

$$T = 7.71$$

Максимальне абсолютне значення дотичної сили в МПа

$$M_{2u} = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a \quad M_{2u} = 2.187 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

$$Z = 14.88$$

Значення радіальної сили в МПа, відповідне максимальному значенню T

- Сумарний згинаючий момент

$$M_u := \sqrt{M_{1u}^2 + M_{2u}^2} \quad M_u = 2.463 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

- Момент опору шийки

$$d_{k1} := 56 \text{ мм}$$

- діаметр отвору в шийці

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k} \quad W = 9.648 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

- Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 25.533 \text{ МПа}$$

- Момент скручуючий шийку

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l \quad M_k = 2.182 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

- Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n := 2 \cdot W$$

$$W_n = 1.93 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

- Напруга від кручення

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau_k = 11.308 \text{ МПа}$$

- Складне навантаження на шийці

$$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad \sigma_c = 34.109 \text{ МПа}$$

Розрахунок щоки коліна

- Згинаючий момент від реакції Z на плече a1

$$M_u = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a_1 \quad M_u = 3.778 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

- Момент опору щоки

$$W := \frac{b \cdot h^2}{6} \quad W = 2.938 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

- Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 128.607 \text{ МПа}$$

- Згинаючий момент від тангенціальної сили

$$M'_u = T_Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M'_u = 2.182 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

- Момент опору щоки

$$W' := \frac{h \cdot b^2}{6} \quad W' = 1.11 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

- Напруга від згинання

$$\sigma'_u := \frac{M'_u}{W'} \quad \sigma'_u = 19.661 \text{ МПа}$$

- Напруга від стиску силою $Z/2$

$$\sigma_{\text{см}} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h} \quad \sigma_{\text{см}} = 19.554 \text{ МПа}$$

- Сумарне навантаження в щці

$$\sigma_{\Sigma} := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{\text{см}} \quad \sigma_{\Sigma} = 167.822 \text{ МПа}$$

- Момент від скручування щоки силою T на плече a_1

$$M_k := T_Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a_1 \quad M_k = 5.555 \times 10^5 \text{ Нмм}$$

- Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n := \frac{2}{9} \cdot b \cdot h^2 \quad W_n = 3.917 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

- Максимальна напруга на середині широкої сторони щоки

$$\tau'_{kv} := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau'_{kv} = 14.182 \quad \text{МПа}$$

- Складне навантаження на середині щоки

$$\sigma'_{cs} := \sqrt{(\sigma'_u + \sigma_{cm})^2 + 4 \cdot \tau'_{kv}} \quad \sigma'_{cs} = 39.932 \quad \text{МПа}$$

- Для вузької сторони щоки

$$W_n := \frac{2}{9} \cdot h \cdot b^2 \quad W_n = 1.48 \times 10^5 \quad \text{мм}^3$$

$$\tau''_{kv} := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau''_{kv} = 3.754 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma''_{cs} := \sqrt{(\sigma'_u + \sigma_{cm})^2 + 4 \cdot \tau''_{kv}} \quad \sigma''_{cs} = 39.406 \quad \text{МПа}$$

Розрахунок мотилевої шийки

- Шийка згинається моментами у взаємно-перпендикулярних площинах

$$M'_{uv} := \frac{T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4} \quad M'_{uv} = 3.869 \times 10^6 \quad \text{Нмм}$$

$$M''_{uv} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4} \quad M''_{uv} = 7.468 \times 10^6 \quad \text{Нмм}$$

- Сумарний згинаючий момент

$$M_{uv} := \sqrt{M'^2_{uv} + M''^2_{uv}} \quad M_{uv} = 1.056 \times 10^7 \quad \text{Нмм}$$

- Момент опору шийки

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_{ш}^4 - d_{ш1}^4}{d_{ш}} \quad W = 6.197 \times 10^4 \quad \text{мм}^3$$

- Напруга від згинання

$$\sigma_{uv} := \frac{M_{uv}}{W} \quad \sigma_{uv} = 170.409 \quad \text{МПа}$$

- Момент скручуючий шийку

$$M_k := T_Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l \quad M_k = 2.182 \times 10^6 \quad \text{Нмм}$$

- Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n := 2 \cdot W \quad W_n = 1.239 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

- Напруга від кручення

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau_k = 17.604 \text{ МПа}$$

- Складне навантаження на шийці

$$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad \sigma_c = 174.008 \text{ МПа}$$

3.2.2. Розрахунок на міцність поршня двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Поршень двигуна 6ЧН 12,8/15,5 навантажено зусиллям від максимального тиску газів. Саме тому механічні напруги розраховують при максимальному зусиллі P_z . Циліндрична частина поршня перевіряється на стиск у найменшому перетині. Днище розглядається, як кругла плита рівномірно навантажена тиском газу.

Вихідні дані

Діаметр циліндра

$$D := 0.128 \text{ м}$$

Максимальний тиск згоряння

$$P_z := 8.865 \text{ МПа}$$

Частота обертання

$$n := 1900 \text{ об/хв}$$

Середній індикаторний тиск

$$P_i := 1.349 \text{ МПа}$$

Розрахунки на міцність виконані з допомогою ЕОМ в математичній системі "MathCAD"

Розрахунок на міцність поршня двигуна.

Основні конструктивні параметри

Товщина днища поршня

$$\delta := 0.018 \text{ м}$$

Висота поршня

$$H := 0.132 \text{ м}$$

Відстань від днища поршня до осі під поршньовий палець

$$h_1 := 0.48 \text{ м}$$

Висота юбки поршня

$$l_y := 0.92 \text{ м}$$

Відстань до першої кільцевої канавки

$$l_1 := 0.016 \text{ м}$$

Діаметр головки поршня

$$d_g := 0.1275 \text{ м}$$

Діаметр юбки поршня

$$d_y := 0.128 \text{ м}$$

Відстань між торцями бобишок

$$b := 0.046 \text{ м}$$

Товщина стінки голівки поршня

$$S := 0.036 \text{ м}$$

Висота перемичок

$$h_n := 0.007 \text{ м}$$

Діаметр поршньового пальця

$$d_p := 0.048 \text{ м}$$

Довжина пальця

$$l_p := 0.120 \text{ м}$$

Глибина проточки під кільця:

- компрес іонні $t_1 := 0.006 \text{ м}$

- маслоз'ємні $t_2 := 0.006 \text{ м}$

Висота проточки під кільця:

- компрес іонні $h_{kk} := 0.004 \text{ м}$

- маслоз'ємні $h_{km} := 0.004 \text{ м}$

Діаметр масляних каналів

$$d_m := 0.002 \text{ м}$$

Кількість масляних каналів

					ДП.142.6221м.07.03.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_m := 10$$

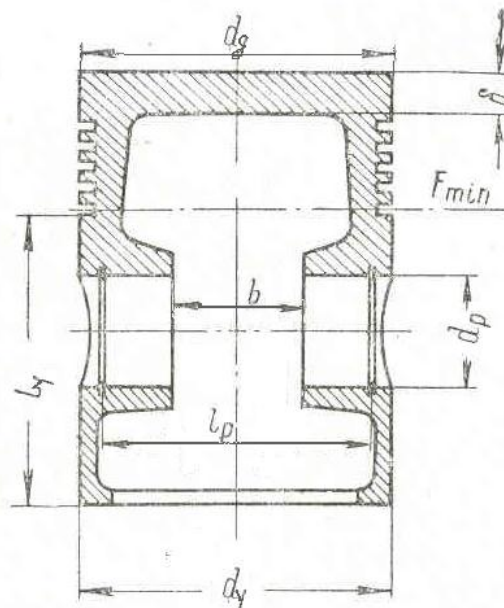


Рисунок 3.6 – Схема розрахунку поршня

Напрута стиску

Мінімальна площа стінок голівки поршня

$$F_{\min} := \left[\frac{\pi \cdot \left[(d_g - t_2 \cdot 2)^2 - (d_g - t_2 \cdot 2 - 2 \cdot S)^2 \right]}{4} \right] - S \cdot d_m \cdot n_m \quad F_{\min} = 0.0075 \text{ м}^2$$

$$\sigma_c := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{F_{\min}} \quad \sigma_c = 15.295 \text{ МПа}$$

де: D – діаметр циліндра (м); P_z – максимальний тиск згоряння

Допустима напрута стиску для сталі (80МПа)

Найбільший тиск на юбку поршня

$$N := 0.86 \text{ МПа}$$

Максимальна величина нормальної сили

$$P_y := \frac{N \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{l_y \cdot D \cdot 1000000} \quad P_y = 0.094 \text{ МПа}$$

Допустимий питомий тиск на юбку поршня, для сталі (0,6 МПа)

Тиск на опорну поверхню в бобишці

$$P_b := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{d_p \cdot (l_p - b)} \quad P_b = 32.116 \text{ МПа}$$

Допустимий питомий тиск для сталі (40 МПа), тому для виконання вимог міцності треба застосувати бронзові втулки.

Напруга від згинання

$$\sigma_u := P_z \cdot \frac{3}{16} \cdot \left[\frac{(d_g - s \cdot 2)}{\delta \cdot 2} \right]^2 \quad \sigma_u = 5.844 \text{ МПа}$$

Допустимі напрути згинання для сталюого днища без ребер (45МПа)

Температурні напрути в днищі

- теплове навантаження

$$q := (71000 + 310 \cdot n) P_i \quad q = 890340$$

для сталі $a := 0.017$

P_i – середній індикаторний тиск

$$P_i = 1.349$$

$$\sigma_t := q \cdot \delta \cdot a \quad \sigma_t = 272.444 \text{ МПа}$$

Сумарні навантаження в днищі

$$\sigma_\Sigma := \sigma_u + \sigma_t \quad \sigma_\Sigma = 278.288 \text{ МПа}$$

Допустиме значення сумарних навантажень 400 МПа

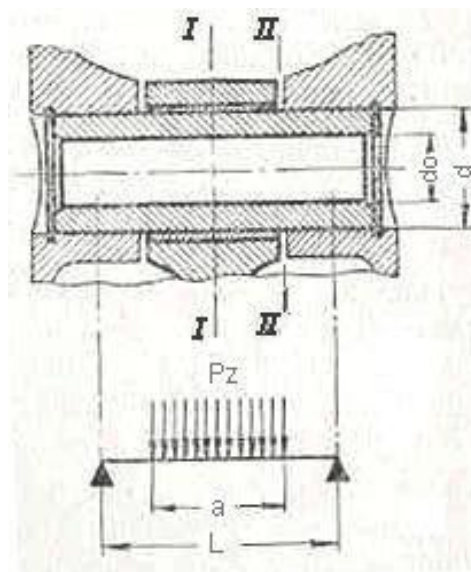


Рисунок 3.7 – Схема розрахунку пальця поршня

Згинаючий момент відносно небезпечного перетину I-I

- Відстань між серединами опор пальця

$$L := b + \frac{(l_p - b)}{2} \quad L = 0.083 \text{ м}$$

- Довжина підшипника верхньої голівки шатуна

$$a := 0.056 \text{ м}$$

$$M_u := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right) \quad M_u = 1568.524 \text{ Нм}$$

Напрута згинання

- Момент опору перетину пальця I-I

де: $d := 48$ – зовнішній діаметр пальця, мм; $d_o := 24$ – внутрішній діаметр пальця, мм

$$W := 0.1 \cdot \frac{d^3 - d_o^3}{d} \quad W = 201.6 \text{ м}^3$$

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 7.7804 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги згинання для пальців з вуглецевої сталі 120 МПа

Напрута зрізу

- Площа перетину пальця

$$F := \frac{\pi \cdot (d^2 - d_o^2)}{4} \quad F = 1.357 \times 10^3 \text{ м}^2$$

$$\sigma_{\text{ср}} := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2 \cdot F} \quad \sigma_{\text{ср}} = 42.027 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги зрізу 50... 60 МПа

Деформація перетину пальця

Лінійне збільшення діаметру поршня

$$\text{де: } E := 2 \cdot 10^5$$

- Модуль пружності для вуглецевої сталі, МПа

$$\Delta d := \frac{0.09 \cdot P_z}{E \cdot l_p} \cdot \left(\frac{1 + \frac{d_o}{d}}{1 - \frac{d_o}{d}} \right)^3 \cdot \left[1.5 - 15 \cdot \left(\frac{d_o}{d} - 0.4 \right)^3 \right] \quad \Delta d = 0.00133$$

-Відносна деформація пальця

$$\delta := \frac{\Delta d \cdot 1000}{d} \quad \delta = 0.02777$$

Відносна деформація, для забезпечення надійної роботи вузла "шатун-поршень", не повинна перевищувати (0,02 мм/мм)

3.2.3. Розрахунок на міцність шатуна двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Шатун забезпечує передачу зусилля від тиску газів у робочому циліндрі на поршень до шийки колінчастого валу двигуна. Шатуна група високообертового двигуна 6ЧН 12,8/15,5 складається зі шатуна, шатуної кришки, вкладишів верхньої та нижньої головок та шатунних болтів. Шатун цього двигуна виготовлений із сталі марки 40ХН, межа текучості якої рівна $\sigma_T = 800$ МПа, а межа міцності $\sigma_H = 1000$ МПа.

Вихідні данні

Діаметр циліндра	$D := 128$ мм
Максимальний тиск згоряння	$P_z := 8.865$ МПа
Частота обертання	$n := 1900 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$
Максимальна абсолютна сила інерції	$P_j := 1.63$ МПа
Радіус кривошипа	$r := 77.5$ мм

- Розрахунок на міцність шатуна.

Основні конструктивні розміри

Діаметр поршньового пальця

$$d_p = 48 \text{ мм}$$

Внутрішній діаметр верхньої голівки

$$d_B = 54 \text{ мм}$$

Зовнішній діаметр верхньої голівки

$$d_H = 70 \text{ мм}$$

Довжина верхньої голівки шатуна

$$l_B = 50 \text{ мм}$$

Діаметр шатунної шийки

$$d_{\text{ш}} = 90 \text{ мм}$$

Зовнішній діаметр нижньої голівки

$$d_3 = 140 \text{ мм}$$

Товщина стінки вкладиша

$$t = 3 \text{ мм}$$

Відстань між шатунними болтами

$$l_6 = 116 \text{ мм}$$

Довжина нижньої головки шатуна

$$l_H = 44 \text{ мм}$$

Розміри двотаврового перетину в середній частині (рис.3.4):

$$H = 46 \text{ мм}$$

$$B = 28 \text{ мм}$$

$$b = 20 \text{ мм}$$

$$h = 24 \text{ мм}$$

Довжина шатуна

$$l := 254 \text{ мм}$$

Розрахунок на міцність стрижня шатуна

Напруги від стику враховуючі згинання шатуна

- Момент інерції середнього перетину стрижня

$$I_x = \frac{B \cdot H^3 - (B - b) \cdot h^3}{12} \quad I_x = 2.179 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

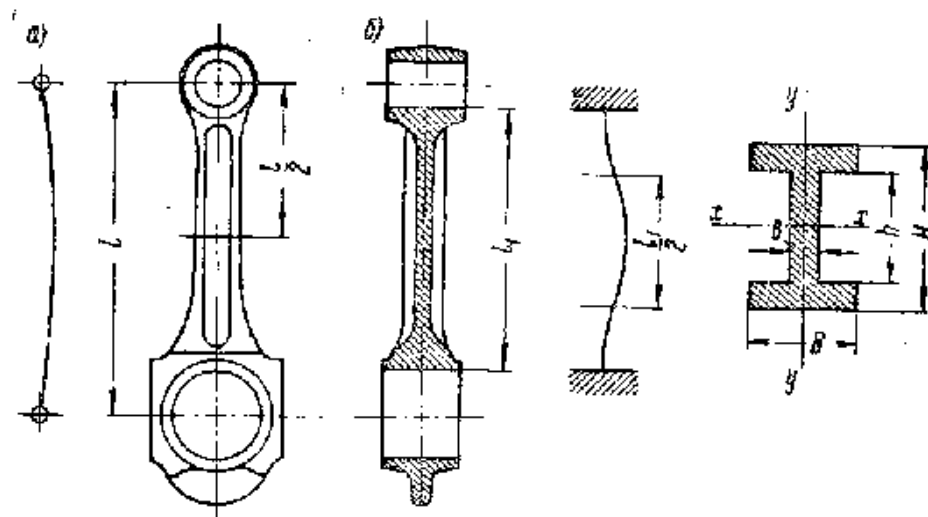


Рисунок 3.8 – Схема розрахунку стрижня шатуна

$$I_y = \frac{B^3 \cdot H - (B - b)^3 \cdot h}{12} \quad I_y = 8.313 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

Площа середнього перетину стрижня

$$f = B \cdot H - (b \cdot h) \quad f = 808 \text{ мм}^2$$

- Напруги в площині хитання шатуна

$$\sigma_x = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l^2 \right]}{I_x} \quad \sigma_x = 158.947 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги в площині хитання шатуна (400МПа)

-Напруги в площині перпендикулярній площині хитання шатуна

$$I_1 = l - \left(\frac{d_B}{2} + \frac{d_H}{2} \right) \quad I_1 = 192 \text{ мм}$$

$$\sigma_y = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{I_1^2}{2} \right]}{I_y} \quad \sigma_y = 154.486 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги в площині перпендикулярній площині хитання шатуна (400МПа)

Максимальний вигинаючий момент

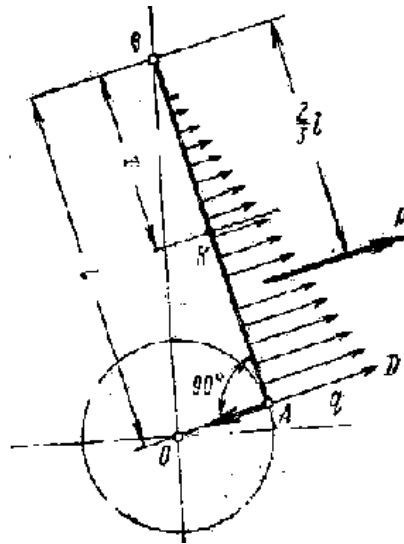


Рисунок 3.9 – Схема розрахунку шатуна при згинанні силами інерції

$$\gamma = 7.85 \cdot 10^{-6}$$

- Питома вага сталі кг/мм³

- Сила інерції елементів стрижня шатуна

$$q = f \cdot \gamma \cdot r \cdot \left(\frac{n}{300} \right)^2 \cdot 9.8 \quad q = 193.23 \text{ Н}$$

де:

r – радіус кривошипа мм

$$M_m = \frac{q \cdot l^2}{16} \quad M_m = 7.791 \times 10^5 \text{ Нм}$$

Напрута від згинання у стрижні шатуна

- Момент опору перерізу шатуна, відповідного максимальному моменту від згинання. Небезпечний переріз знаходиться на відстані 0.557 l від точки В.

Геометричні параметри небезпечного перерізу стрижня, при згинанні:

$$H_3 = H \quad B_3 = B \quad b_3 = b \quad h_3 = h$$

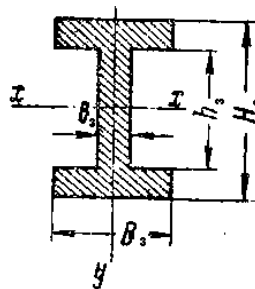


Рис. 3.10 – Геометричні параметри небезпечного перетину стрижня шатуна двигуна при згинанні

$$W_3 = \frac{B_3 \cdot H_3^3 + (B_3 - b_3) \cdot h_3^3}{6 \cdot H_3} \quad W_3 = 1.028 \times 10^4 \text{ мм}^4$$

$$\sigma_u = \frac{M_m}{W_3} \quad \sigma_u = 75.827 \text{ МПа}$$

Сумарні умовні напруги

$$\sigma_\Sigma = \frac{P_Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + \frac{M_m}{W_3} \quad \sigma_\Sigma = 217.008 \text{ МПа}$$

Допустимі сумарні умовні напруги для штампованих шатунів малого габариту з легованої сталі 220 МПа.

Розрахунок верхньої та нижньої голівки шатуна

Напруги верхньої голівки шатуна від розтягування

- Площа небезпечного перерізу верхньої голівки шатуна

$$f_b = (d_H - d_B) \cdot l_B \quad f_b = 800 \text{ мм}^2$$

$$\sigma_p = \frac{P_j \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f_b} \quad \sigma_p = 26.218 \text{ МПа}$$

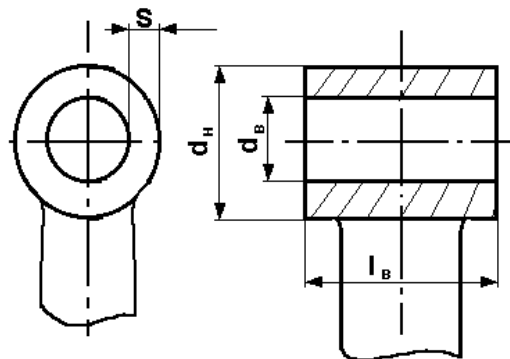


Рисунок 3.11 – Схема розрахунку верхньої голівки шатуна

де P_j – максимальне значення абсолютне сили інерції, МПа

Допустима напруга розтягування – 40 МПа.

Відносна деформація верхньої голівки шатуна двигуна 6ЧН 12,8/15,5.

Середній діаметр верхньої голівки шатуна двигуна

$$d_s = \frac{(d_H + d_B)}{2} \quad d_s = 62 \text{ мм}$$

Модуль пружності легованої сталі $E := 2.1 \cdot 10^5$

- Момент інерції перетину верхньої голівки

$$I = 0.01 \cdot I_B \cdot (d_H - d_B)^3 \quad I = 2.048 \times 10^3 \text{ мм}^3$$

$$\delta = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot d_s^2}{E \cdot I} \quad \delta = 2.477 \times 10^{-7}$$

Відносна деформація верхньої голівки шатуна не повинна перевищувати 0.0005 мм/мм

Максимальний питомий тиск на вкладиш верхньої голівки шатуна

Довжина фаски вкладиша

$$l_f = 1 \text{ мм}$$

- Робоча довжина вкладиша

$$l_{BK} = l_B - (2 \cdot l_f) \quad l_{BK} = 48 \text{ мм}$$

$$K = \frac{P_Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{l_{BK} \cdot d_p} \quad K = 49.512 \text{ МПа}$$

Допустимий максимальний питомий тиск на вкладиш 50 МПа

Сумарні напруги нижньої голівки шатуна від згинання та стиску

- Площа небезпечного перерізу нижньої голівки шатуна

$$F = \frac{[d_3 - [d_{ш} + (2 \cdot t)]]}{2} \cdot l_H \quad F = 968 \text{ мм}^2$$

- Момент опору небезпечного перерізу нижньої голівки

$$W_H = \frac{\left[\frac{[d_3 - [d_{ш} + (2 \cdot t)]]}{2} \right]^2}{6} \cdot l_H \quad W_H = 3.549 \times 10^3 \text{ мм}^4$$

$$\sigma'_\Sigma = \left(\frac{236 \cdot l_6}{W_H} + \frac{0.5}{F} \right) \cdot P_j \quad \sigma'_\Sigma = 12.5730283 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги до 80 МПа.

Відносна деформація нижньої голівки шатуна

- Момент інерції небезпечного перетину нижньої голівки

$$I = \frac{\left[l_H \cdot \left[\frac{[d_3 - [d_{ш} + (2 \cdot t)]]}{2} \right]^3 \right]}{12} \quad I = 3.904 \times 10^4 \text{ мм}^4$$

$$\delta = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot l_6^2}{E \cdot I} \quad \delta = 4.548 \times 10^{-8} \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

Відносна деформація нижньої голівки шатуна не повинна перевищувати
0.0005 мм/мм

3.3. Висновки до розділу

Виконано розрахунок динаміки двигуна 6ЧН 12,8/15,58 виробництва фірми MAN (D2866 LF 36). Побудовано діаграми діючих сил та встановлено основні навантаження в його механізмі та деталях, а також проведено розрахунок на міцність поршня, колінчастого валу та шатуна. Усі діючі механічні навантаження на елементи КШМ двигуна 6ЧН 12,8/15,58 знаходяться у допустимих межах.

					ДП.142.6221м.07.03.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.07.04.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент.		Кузнєцов О. Р.			Проектування насос-форсунки високого тиску з електромагнітним клапаном для двигуна 6ЧН 12,8/15,5	Літ.	Арк.
Консультант							
Керівник		Митрофанов О.С.				НУК ім. адм. Макарова	

4. Проектування насос-форсунки високого тиску з електромагнітним клапаном для двигуна 6ЧН 12,8/15,5

4.1. Можливі варіанти паливних систем для двигуна 6ЧН 12,8/15,5 та вибір принципової схеми паливної апаратури

Основною функцією паливної системи є зберігання та підготовка палива, а також керування процесом упорскування необхідної циклової дози у певний момент при максимально можливому тиску. Правильна робота паливної системи повинна забезпечити високу економічність, безшумність роботи дизеля та низьку токсичність відпрацьованих газів на всіх експлуатаційних режимах роботи.

Насос-форсунки із золотниковим регулюванням принципово не відрізняються від паливних насосів за способом регулювання циклової подачі та моментом початку упорскування палива. Різниця полягає лише у тому, що насосна секція разом з механізмом провертання плунжера змонтована в одному корпусі з розпилювачем форсунки. В результаті конструкція виходить компактнішою, що дозволяє звести до мінімуму внутрішній обсяг і зменшити його шкідливий вплив на процес паливоподачі. На рис 4.1 представлена конструкція насос-форсунки високооборотного дизеля з регулюванням по кінцю подачі фірми *General Motors*. Поворот плунжера здійснюється за допомогою зубчастої рейки та сектора. Істотним недоліком такого компонування є наявність індивідуального приводу рейки для кожної насос-форсунки, що дещо ускладнює синхронізацію їх спільної роботи.

При відносно невеликому внутрішньому об'ємі між плунжером і розпилювачем вплив хвиль тиску недостатньо для повторного відкриття голчастого клапана розпилювача та виникнення підприскування, тому на більшості форсунок нагнітальні клапани відсутні. На двигунах великих розмірностей збільшення габаритів насос-форсунок призвело до збільшення внутрішнього об'єму, тому на них між порожнинами плунжера та розпилювача встановлюється нагнітальний клапан.

При клапанному регулюванні величина активного ходу плунжера, а також моменти початку та кінця подачі палива залежать від положення клапанів, які роз'єднують або повідомляють надплунжерний простір із порожниною низького тиску. У судових дизелях клапана зазвичай мають механічний привід, проте в деяких конструкціях сучасних насосів і насос-форсунок використовують електромагнітний привід клапанів.

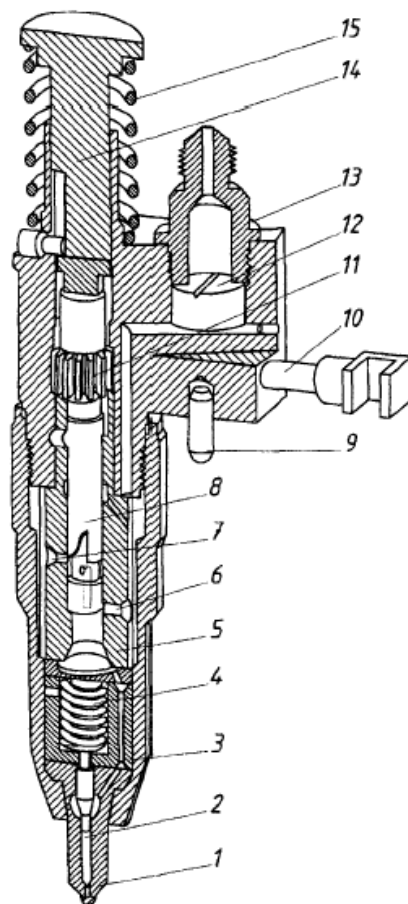


Рисунок 4.1 – Насос-форсунка високооборотного дизеля:

1 – корпус розпилювача; 2 - голчастий клапан розпилювача; 3 – проставка; 4 – пружина голчастого клапана; 5 – втулка плунжера; 6 – наповнювальний отвір; 7 - зливний отвір; 8 – плунжер; 9 - напрямний штифт; 10 - зубчаста рейка; 11 – зубчастий сектор; 12 - паливний фільтр; 13 - приєднувальний штуцер; 14 – штовхач; 15 - зворотна пружина штовхача

Даний тип насос-форсунок поєднує в собі переваги насосів з клапанним регулюванням і дозволяє в широких межах керувати процесом паливоподачі з використанням контролерів на основі мікропроцесорної техніки.

Оптимізація закону подачі палива здійснюється програмою, закладеною в електронний блок керування, який отримує та обробляє сигнали від датчиків частоти обертання, навантаження, тиску наддуву, температури палива тощо. На підставі обробки отриманих сигналів програма визначає оптимальні для даного режиму значення початку та кінця подачі палива та подає напругу на соленоїди приводу керуючих клапанів. У високооборотних дизелів клапан повинен спрацьовувати в обидві за час не більше 0,1, 0,2 мс, а це виявляється можливим при зусиллях електромагніту не менше 250 Н і то тільки при малих масах рухомих деталей. На рис. 4.2 подано насос-форсунка з електромагнітним приводом клапану двигунів 3500 фірми *Caterpillar*.

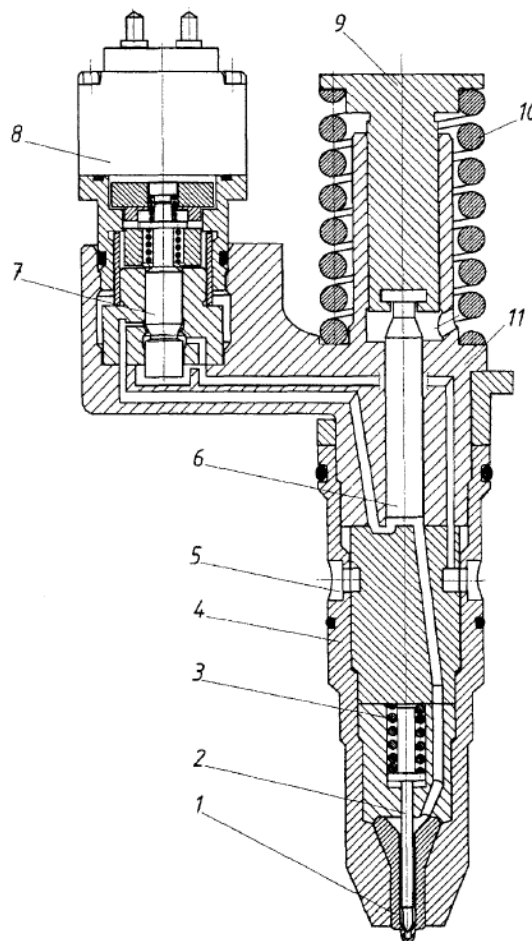


Рисунок 4.2 – Насос-форсунка з електромагнітним приводом керуючого клапана типу E1800:

1 – корпус розпилювача; 2 – голковий клапан; 3 – пружина голчастого клапана; 4 – корпус; 5 – магістраль низького тиску; 6 – плунжер; 7 – клапан; 8 - соленоїд; 9 – штовхач; 10 - пружина штовхача; 11 - втулка

Схема роботи насос-форсунки типу Е1800 показана на рис. 4.3. Під час руху плунжера вгору відбувається заповнення під плунжерного простору. Паливо з магістралі низького тиску надходить через відкритий клапан керування байпасним каналом у порожнину під плунжером (рис. 4.3, а).

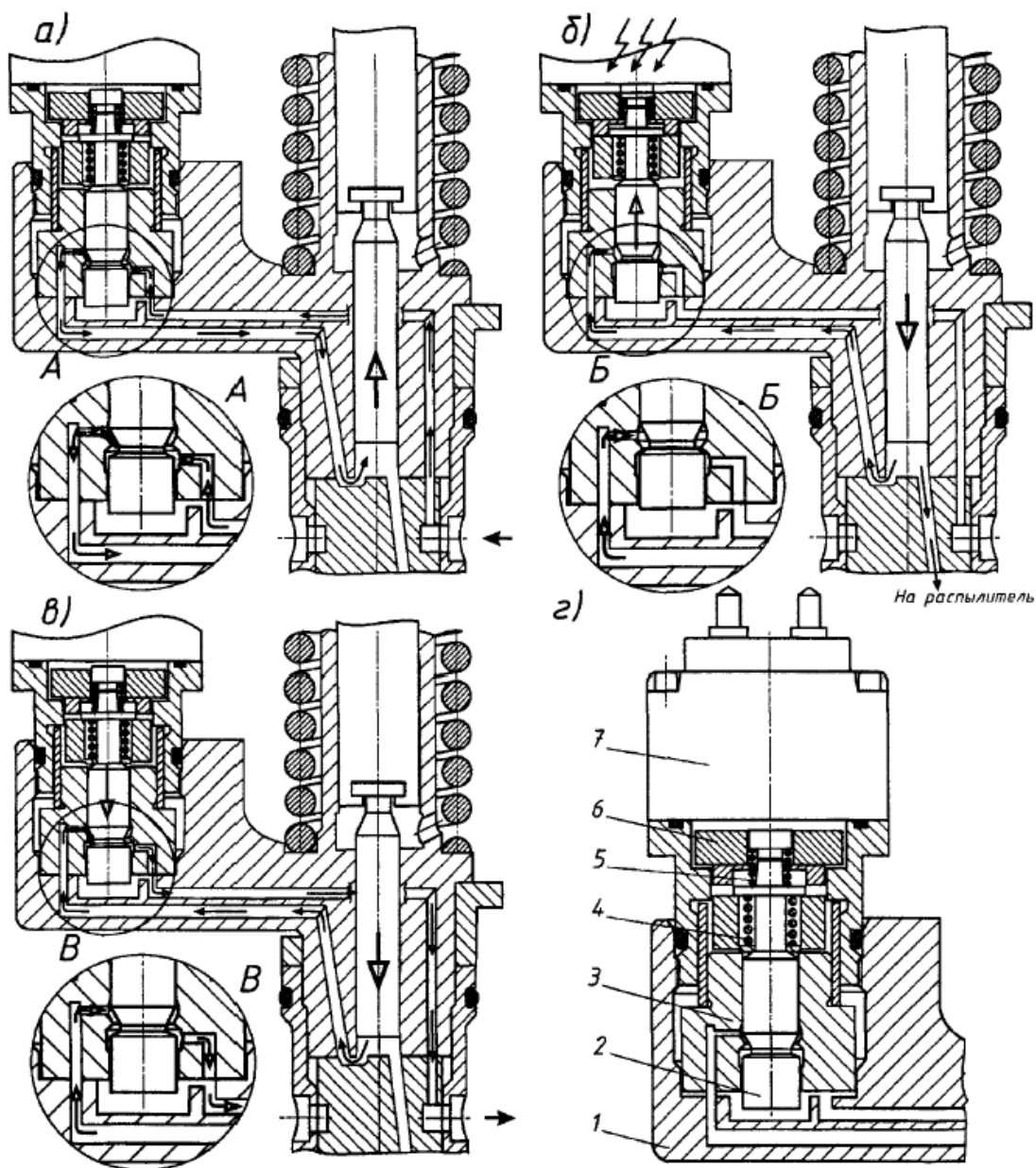


Рисунок 4.3 – Стадії процесу упрскування електрокерованої насос-форсунки з клапанним керуванням подачею та основні елементи електромагнітного керуючого клапана:

а – заповнення під плунжерного простору; б – нагнітальний перебіг плунжера; в – холостий перебіг плунжера; 1 – корпус електромагнітного клапана; 2 – клапан; 3 – сідло клапана; 4 – зворотна пружина; 5 – пружина якоря; 6 – якір; 7 – соленоїд

Під час руху плунжера вниз (хід нагнітання) тиск під ним не зростатиме, поки керуючий клапан знаходиться у відкритому положенні. При подачі від блоку управління напруги на соленоїд приводу клапан підніматися і сідає на сидло, внаслідок чого порожнину під плунжером буде роз'єднано з магістраллю низького тиску. Тиск у порожнині під плунжером починає зростати, і коли він досягне 35 МПа, голка розпилювача, долаючи зусилля пружини, піднімається і почнеться упорскування палива в камеру згоряння (рис. 4.3, б). При відключенні живлення на соленоїд під дією пружини клапан відкривається, подача палива в циліндр припиняється (рис. 4.3, з), далі плунжер здійснює холостий хід, а потім весь цикл повторюється знову. Дана система дозволяє проводити подачу циклової порції палива як за одне упорскування, так і дробити циклову порцію на кілька послідовних упорскування.

Фірма *Cammins* під час розробки системи паливоподачі третього покоління, що отримала назву *ISX*, використовувала добре відпрацьовану нею схему з використанням насос-форсунок відкритого типу, адаптувавши їх конструкцію до системи електронного керування двигуном. Така паливна система широко використовується на високооборотних двигунах, які знаходять застосування на суднах торгового флоту переважно для приводу дизель-генераторів. Система складається з насос-форсунок і блоку керування паливоподачою.

Блок керування включає у себе насоси, що підкачують, електромагнітні клапани дозування палива та управління початком подачі, датчики контролю, електронний блок керування двигуном. Усі перелічені елементи змонтовані у вигляді одного модуля, який безпосередньо кріпиться на двигуні (рис. 4.4). Охолодження електронного блоку керування здійснюється потоком палива, частина якого (35 %) після насоса, що підкачує, надходить у трубчастий змієвик, змонтований прямо під корпусом мікропроцесорного блоку.

Відмінною особливістю даної системи є те, що для подачі палива в камеру згоряння використовується відкрита насос-форсунка з механічним приводом і гідравлічним управлінням моментом початку та тривалості впорскування.

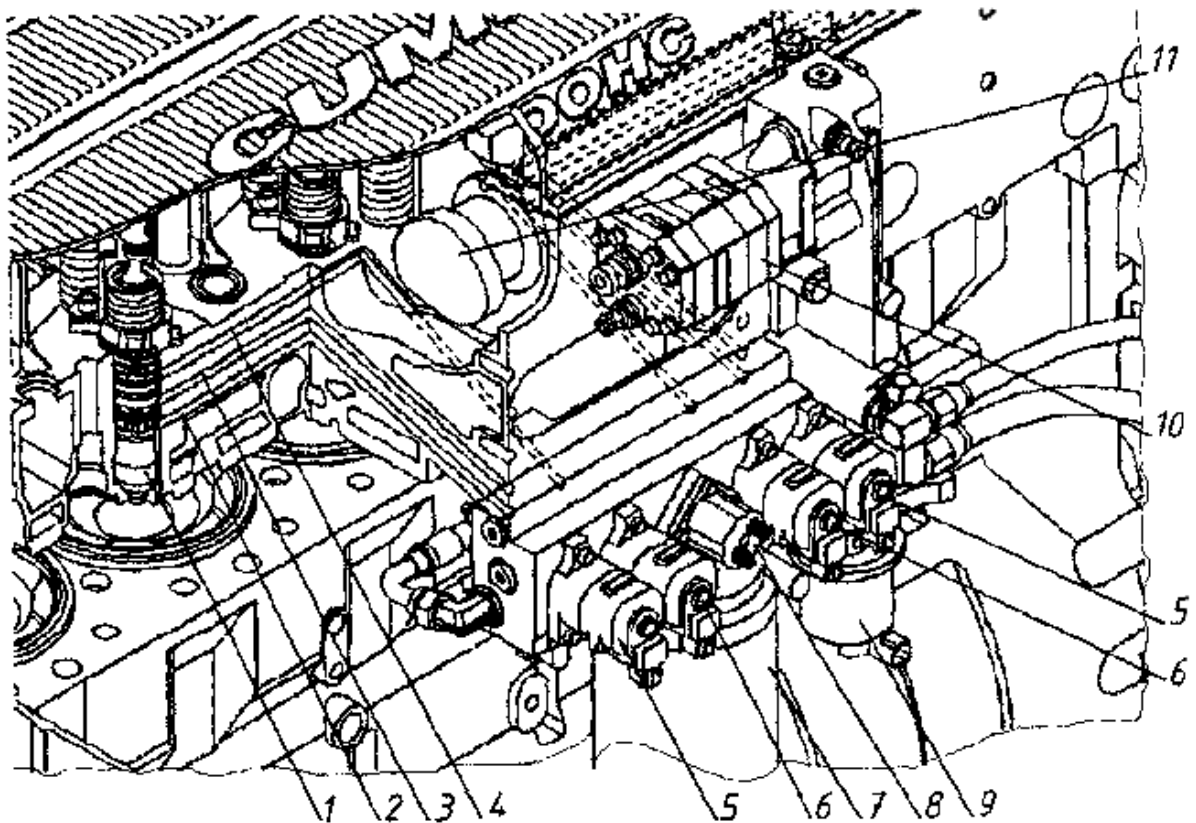


Рисунок 4.4 – Розташування елементів паливної системи на двигуні CM870 фірми Cummins:

1 – насос-форсунка; 2 – канал підведення палива на упорскування; 3 – канал відведення палива на злив; 4 – канал підведення палива на систему регулювання початку подачі; 5 – клапан дозування циклової порції палива; 6 – клапан управління початком упорскування; 7 – паливний фільтр; 8 – клапан відключення подачі; 9 – паливopідкачувальний насос; 10 – паливний насос; 11 – вал приводу насос-форсунок та клапанів

Даний тип насос-форсунок відрізнятиметься тим, що в них відсутній голчастий клапан, що розділяє внутрішній простір розпилювача та камери згоряння протягом усього циклу, за винятком процесу упорскування. Паливо надходить безпосередньо під плунжер, який на торці виготовлений у вигляді запірного конуса, що виконує також функцію витіснювача, який своїм обсягом забезпечує повне витіснення палива із внутрішньої порожнини розпилювача.

При заповненні підплунжерного простору новою порцією палива його витіканню через отвори розпилювача перешкоджає надлишковий тиск у камері згоряння, яке на такті стиснення перевищує тиск у порожнині розпилювача.

Загальний вигляд насос-форсунки представлено на рис. 4.5. У корпусі насос-форсунки розміщується три плунжери: верхній, проміжний і нижній, нагнітальний, який, власне, забезпечує впорскування палива в камеру згоряння.

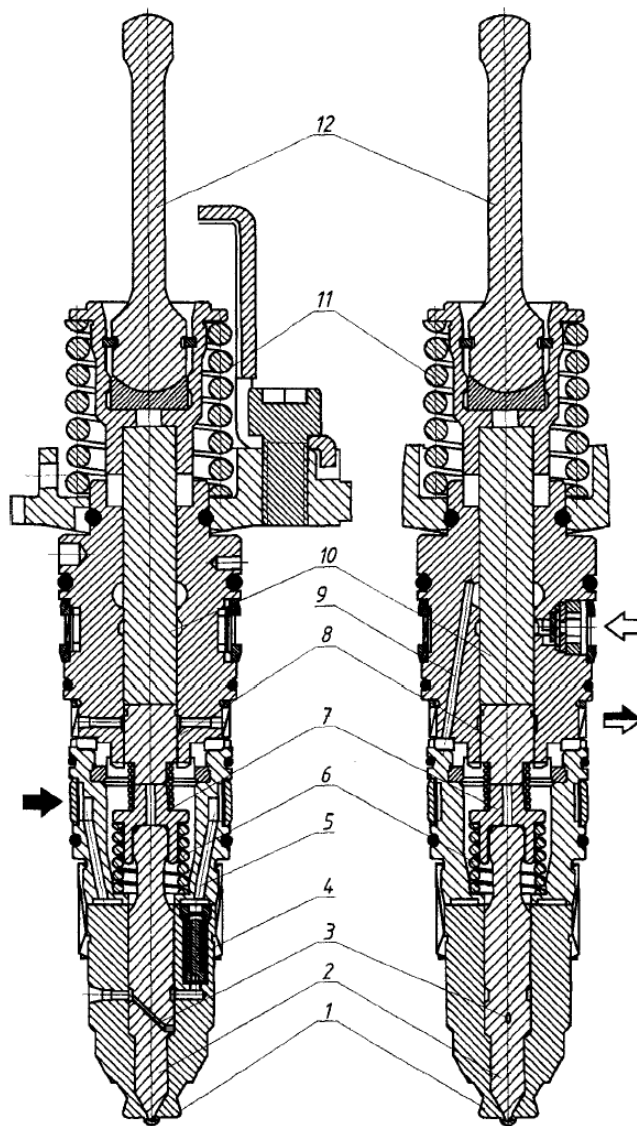


Рисунок 4.5 – Насос-форсунка двигунів фірми Cammins

з електронною системою керування подачею типу ISX:

1 – корпус розпилювача; 2 – нагнітальний плунжер; 3 – дренажний канал; 4 – наповнювальний клапан; 5 – наповнювальний канал; 6 – проміжна пружина; 7 – штовхач нагнітального плунжера; 8 – проміжний плунжер; 9 – канал відведення протічок; 10 – верхній плунжер; 11 – зворотна пружина; 12 - шток штовхача

Нижній плунжер разом із корпусом розпилювача утворює нагнітальну порожнину. Між верхнім та проміжним плунжерами утворюється порожнина управління. Змінюючи обсяг палива, поданого в дану порожнину, можна змінювати час початку та тривалості упорскування. Між проміжним та нагнітальним плунжером розташовується зливна порожнина, в якій збираються протічки, а також паливо, що використовується для управління початком подачі, після того, як упорскування основної порції закінчилося. Всі порожнини насос-форсунки через систему клапанів та проточок на корпусі сполучаються з відповідними каналами підведення та відведення палива, які виконані в головці блоку циліндрів. Кожна група каналів обслуговує по три циліндри.

Від блоку керування канал підведення палива на упорскування надходить відмірена порція палива. Оскільки до цього моменту тільки одна насос-форсунка з трьох знаходиться у відкритому стані, ця порція надходить саме в цю насос-форсунку. Те саме відбувається і з відміреною порцією палива, що надходить з каналу керування початком паливоподачі. Дозування циклової та керуючої порції палива здійснюється за допомогою електромагнітних клапанів, керованих електронним блоком. Загальна схема системи керування паливоподачею представлена на рис. 4.6 а.

Електронний блок обробляє інформацію, одержувану з датчиків, та формує сигнал керування клапанами. Кожна пара клапанів одночасно обслуговує до трьох насосів-форсунок. Конструктивно обидва клапани абсолютно ідентичні та взаємозамінні (рис. 4.6, б).

За відсутності керуючого сигналу клапани перебувають у закритому стані, при якому запірний конус притиснутий до сидла клапана під дією пружини. При подачі сигналу осердя соленоїда електромагнітного приводу клапана намагнічується, якір притягується до осердя відкриваючи клапан. Паливо, яке підводиться до клапана під постійним тиском 2,62 МПа, проходячи через нього, надходить у відповідний канал. Кількість палива, що надійшло до каналу, визначається часом відкриття клапана.

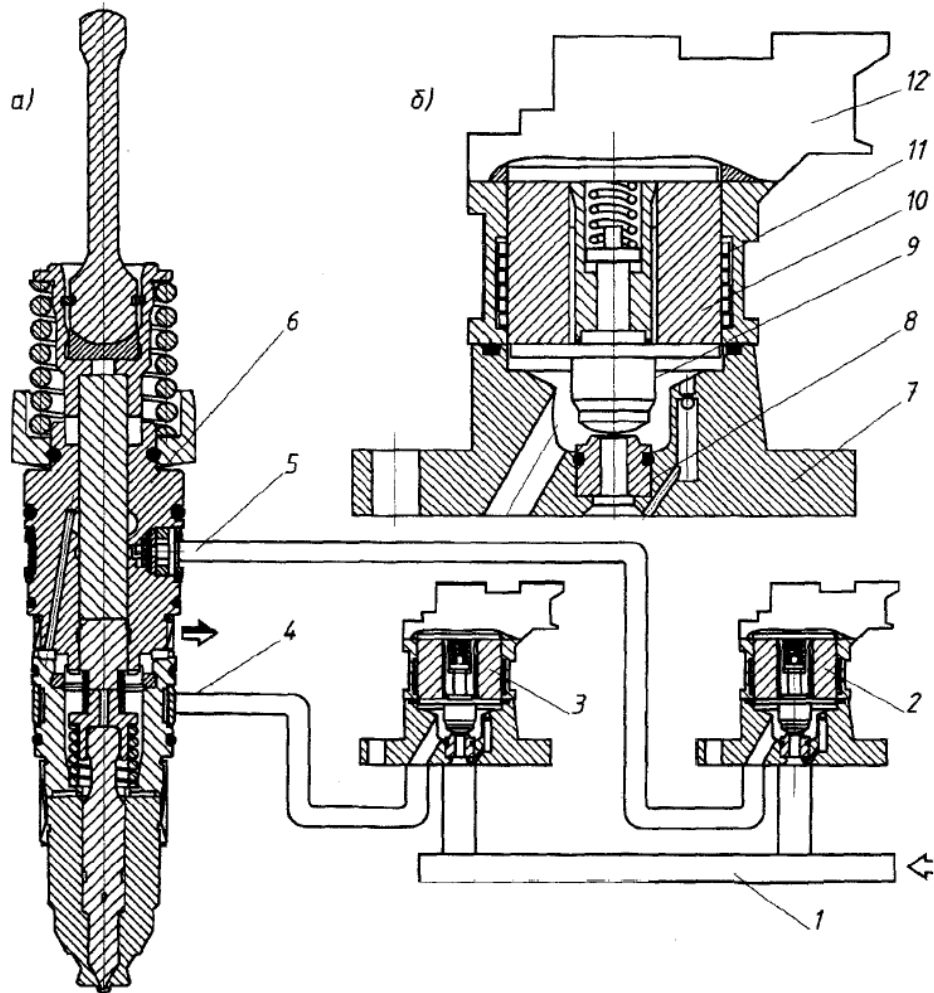
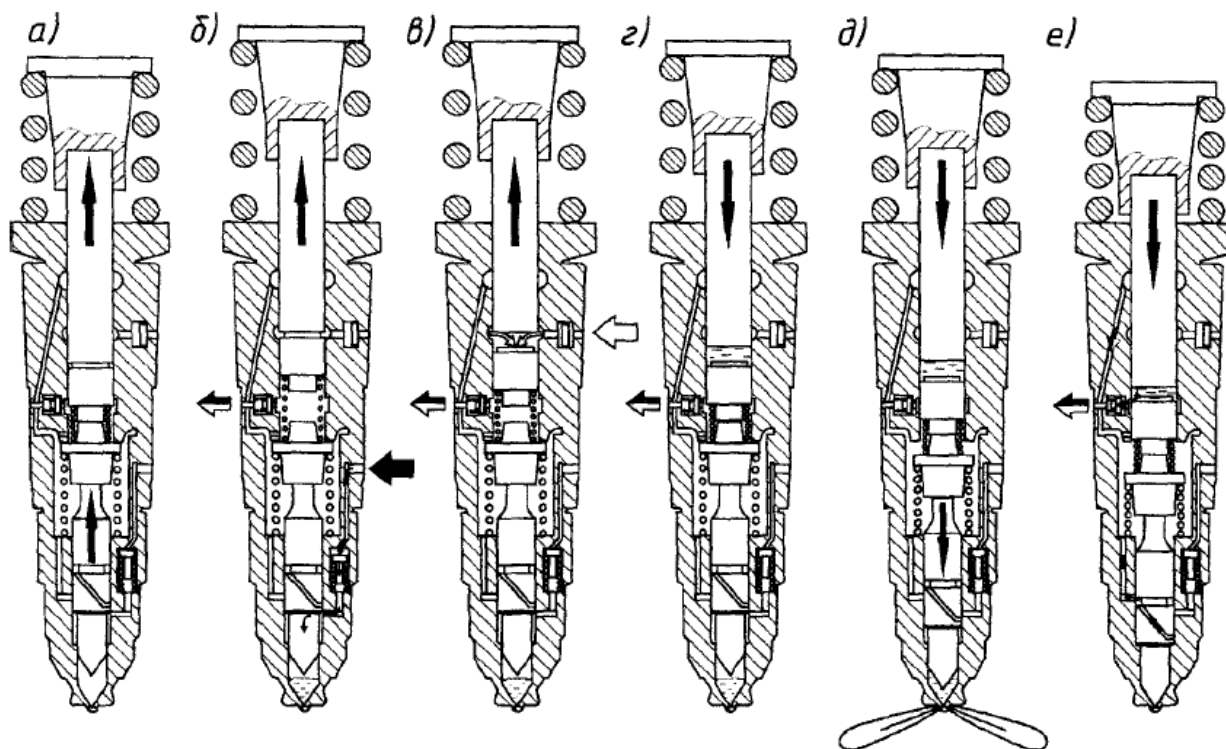


Рисунок 4.6 – Загальна схема керування паливоподачею в системі керування ISX фірми Cummins (а) та схема клапана управління (б):

1 – магістраль підведення палива від паливного насоса; 2 – клапан управління моментом початку упорскування; 3 – клапан дозування циклової подачі; 4 – канал підведення палива на упорскування; 5 – канал підведення палива на систему регулювання початку подачі; 6 – насос-форсунка; 7 – корпус клапана; 8 – сідло клапана; 9 – запірний конус; 10 – магнітний сердечник; 11 – котушка соленоїда; 12 – електричний роз'єм

Порядок роботи насос-форсунки ISX представлено на рис. 4.7. При звільненні штовхача приводу насос-форсунки всі плунжери рухаються вгору під дією зворотних пружин (рис. 4.7, а). При подальшому русі штовхач нагнітального плунжера упирається в обмежувач на корпусі і рух нагнітального плунжера припиняється.



*Рисунок 4.7 – Порядок роботи насос-форсунки серії ISX фірми Cummins:
 а – підйом плунжерів у вихідне положення; б – підйом верхнього та проміжного плунжера, заповнення нагнітальної порожнини; в – заповнення порожнини керування часом початку та тривалості упорскування; г – рух верхнього та проміжного плунжерів вниз; д – упорскування палива; е – злив палива з нагнітальної порожнини та порожнини керування*

Нижня кромка нагнітального плунжера відкриває наповнювальний отвір на корпусі розпилювача, і паливо з магістралі, що підводить, через наповнювальний клапан, заповнює нагнітальну порожнину розпилювача (рис. 4.7, б). Ступінь заповнення нагнітальної порожнини та, отже, циклова подача визначаються часом відкриття дозуючого клапана керування. Після постановки на упор нагнітального плунжера проміжний і верхній плунжера продовжують рух догори доти, доки порожнина, утворена кільцевою канавкою на тілі проміжного плунжера, не поєднається з наповнювачем магістралі керування початком подачі.

Відкриття клапана керування часом початку упорскування призводить до того, що дана порожнина починає заповнюватися паливом, яке в даному випадку використовується як гідравлічна рідина, що керує (рис. 4.7, в).

Під дією тиску палива проміжний плунжер опускається вниз на величину, пропорційну обсягу палива, що надійшло. Обсяг, своєю чергою, залежить від часу відкриття електромагнітного клапана керування початком упорскування.

Для запобігання витіснення частини палива на зворотному ході верхнього плунжера між каналом, що підводить, і порожниною керування встановлений зворотний клапан пластинчастого типу. При русі верхнього плунжера вниз закриття пластинчастого клапана, а потім і перекриття кромкою плунжера наповнювального отвору призводить до того, що між верхнім і проміжним плунжерами утворюється замкнутий обсяг заповнений паливом. Через цей обсяг зусилля передається від верхнього плунжера до проміжного. Величина даного обсягу визначає відстань і, отже, час, необхідний для того, щоб проміжний плунжер уперся в штовхач нагнітального плунжера (рис. 4.7, з). Таким чином, обсяг палива, поданий у порожнину керування, визначає момент початку упорскування, а середня швидкість на ділянці нагнітання визначає його тривалість.

Коли проміжний плунжер уперся в штовхач нагнітального, всі три плунжери починають рухатися вниз. Наповнювальний клапан нагнітальної порожнини відсікає зворотний рух палива або його парів у наповнювальну магістраль, а при перекритті нижньою кромкою плунжера наповнювального отвору нагнітальна порожнина виявляється повністю від'єднаною від наповнювальної магістралі. Починається упорскування палива в камеру згоряння двигуна (рис. 4.7, д). Відсутність проміжних обсягів між порожниною нагнітання і порожниною розпилювача дозволяє отримати дуже високий тиск упорскування від 190 до 240 МПа,

Після того, як витіснювач нагнітального плунжера досягне нижнього положення, кільцева проточка на проміжному плунжері поєднується зі зливним отвором у втулці. Паливо із порожнини керування через зливний клапан витісняється у зливну магістраль (рис. 4.7, е). Залишки палива з нагнітальної порожнини дренажним каналом в нагнітальному плунжері також відводяться в зливну магістраль. Далі весь цикл повторюється.

До переваг розглянутої схеми паливної системи можна віднести:

					ДП.142.6221м.07.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- досить високий тиск упорскування, що сприяє якісному розпилюванню та згорянню палива;
- відсутність на форсунках електромагнітних клапанів, які є в більшості випадків проблемним елементом конструкції;
- електромагнітні клапани керування процесом наповнення нагнітальної порожнини, а не самим упорскуванням, тому до їх швидкодії не пред'являються значні вимоги (наповнення відбувається протягом досить тривалого часу);
- одна пара електромагнітних клапанів керує відразу трьома форсунками, а самі клапани розташовуються в легко доступному місці і, у разі потреби, можуть бути без розбирання двигуна досить просто замінені на нові.

Недоліками даної схеми є:

- складність конструкції самих насос-форсунок, в першу чергу, за рахунок наявності великої кількості прецизійних деталей;
- необхідність точного регулювання всіх елементів для забезпечення ефективної взаємодії між механічними, гідравлічними, електричними та електронними компонентами системи.

4.2. Устрій та конструкція модернізованої паливної систем двигуна 6ЧН 12,8/15 з насос-форсунками

Модернізована паливна система двигуна 6ЧН 12,8/15 з насос-форсунками складається з наступних основних підсистем та елементів:

- підсистема низького тиску подачі палива;
- підсистема високого тиску подачі палива;
- підсистема електронного керування двигуном, яка містить різні датчики, електронний блок керування та виконавчі механізми;
- суміжне обладнання – турбокомпресор та система рециркуляції відпрацьованих газів ДВЗ;

На рис. 4.8 представлена загальна схема модернізованої паливної систем двигуна 6ЧН 12,8/15 з насос-форсунками.

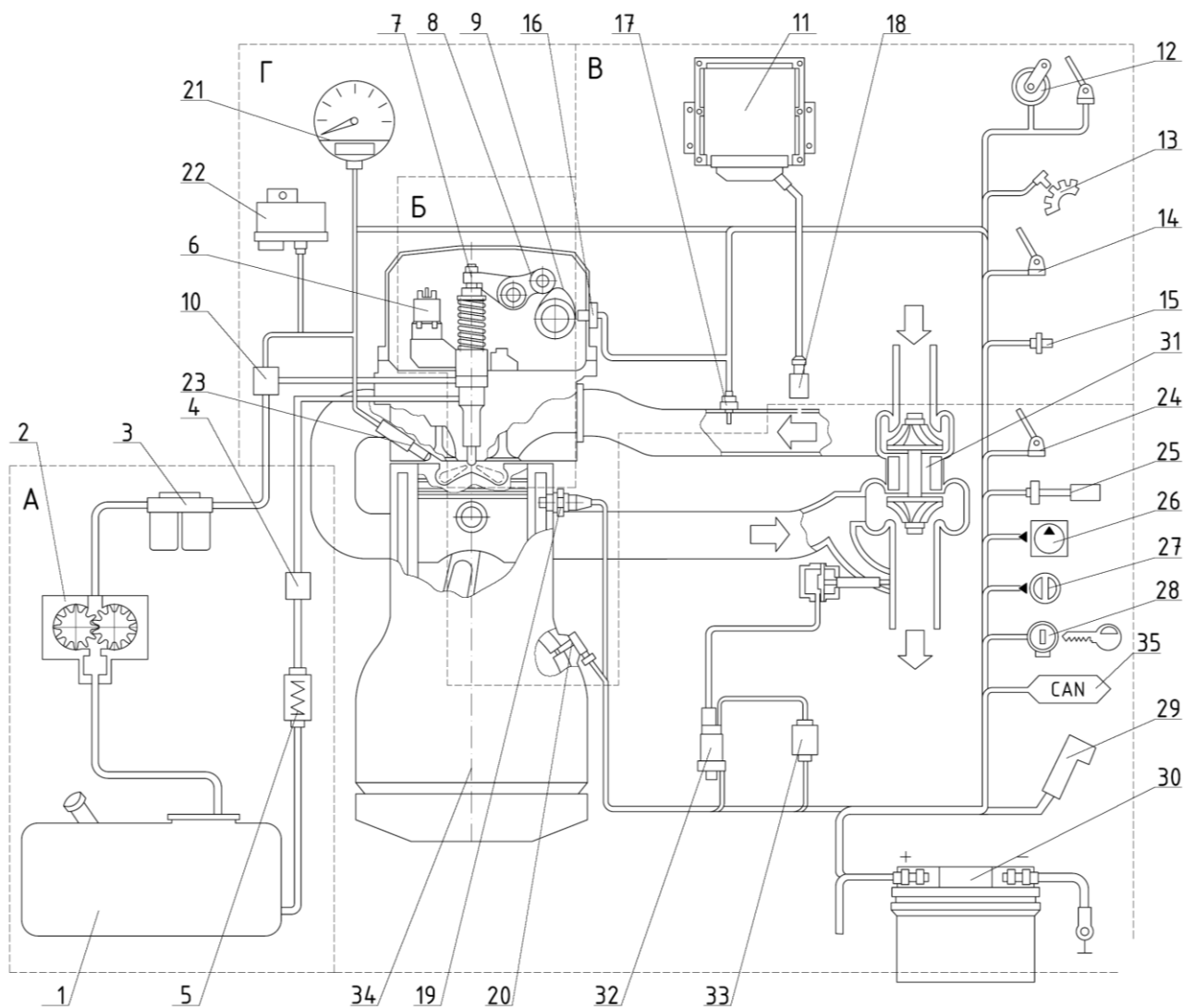


Рисунок 4.8 – Схема паливної системи двигуна 6ЧН 12,8/15 з насос-форсунками: 1 – паливний бак з фільтром паливо приймача; 2 – насос підкачки палива зі зворотним клапаном і насосом ручного підкачування палива; 3 – фільтр тонкого очищення палива; 4 – обмежувач тиску; 5 – охолоджувач; 6 – насос-форсунка; 7 – коромисло; 8 – ролик; 9 – кулачковий вал; 10 – датчик температури палива; 11 – ЕБУ; 12 – датчик положення педалі акселератора; 13 – датчик швидкості автомобіля; 14 – контакти стоп-сигналу; 15 – датчик температури повітря; 16 – індуктивний датчик частоти обертання розподільного вала; 17 – датчик температури повітря на впуску; 18 – датчик тиску наддуву; 19 – датчик температури охолоджуючої рідини; 20 – індуктивний датчик частоти обертання колінчастого вала; 21 – панель приладів з дисплеєм витрати палива, частоти обертання та ін.; 22 – блок керування свічками розжарювання; 23 – свічка розжарювання із закритим нагрівальним елементом; 24 – кінцевий вимикач (на педалі зчеплення); 25 – перемикач системи круїз-контролю; 26 – компресор кондиціонера; 27 – блок управління компресором кондиціонера; 28 – вимикач стартера і свічок розжарювання (замок "запалювання"); 29 – діагностичний тестер; 30 – акумуляторна батарея; 31 – турбокомпресор; 32 – виконавче пристрій клапана регулювання тиску наддуву (клапана перепуску ВГ); 33 – вакуумний насос; 34 – двигун; 35 – CAN Контролер з шиною передачі даних

У паливних системах дизельних двигунів з використанням насос-форсунок дозування палива здійснюється за допомогою електромагнітних клапанів керування подачею. Початок подачі палива відбувається у момент подачі сигналу на електромагнітний клапан, а величина циклової подачі регулюється тривалістю періоду подачі пускового сигналу. В залежності від режиму роботи та навантаження двигуна, а також умов навколишнього середовища початок паливоподачі і його тривалість визначається електронним блоком керування. Крім зазначених параметрів електронний блок керування фіксує такі дані, як: частоту обертання колінчастого та розподільчого валів; положення педалі газу (акселератора); значення тиску та температури повітря на впуску у двигун; температуру охолоджуючої рідини й палива; швидкість руху транспортного засобу та ін. Усі дані фіксуються відповідними датчиками та обробляються у електронному блоку керування. Аналізуючи отриману інформацію електронний блок керування забезпечує досягнення оптимальних характеристик роботи двигуна та відповідно автомобіля.

4.3. Розрахунок та проектування насос-форсунки двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Вихідні дані для виконання розрахунку основних геометричних розмірів, а також параметрів роботи проекрованої насос-форсунки двигуна 6ЧН 12,8/15,5 було отримано з розрахунку робочого циклу (другий розділ дипломного проекту), який було виконано за допомогою програмного комплексу Diesel-RK, розробки в МГТУ ім. Баумана.

Розрахунок паливного насосу високого тиску

Вихідні дані

Потужність двигуна	$N_e = 230$ кВт
Питома ефективна витрата дизельного палива	$g_e = 205$ г/(кВт·год)
Частота обертання	$n = 1900$ об/хв
Кількість циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності двигуна	$z = 0,5$
Максимальний тиск згоряння	$P_z = 88,65$ кг/см ²
Тривалість паливоподачі	$\varphi_{пп} = 20$ град п.к.в.
Тиск у точці с	$P_c = 71,24$ кг/см ²

Визначення діаметру та ходу плунжера

Циклова подача палива

$$V_{\text{ц}} = \frac{Ne_{\text{ц}} \cdot g_e \cdot K}{60 \cdot n \cdot z \cdot \gamma_m} = 0,172 \text{ см}^3/\text{цикл}$$

$$\text{де } \gamma_m = 875 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{коефіцієнт запасу } K = 1,1$$

Об'єм який описує плунжер при русі від ВМТ до НМТ

$$V_{\text{п}} = K_2 \cdot V_{\text{ц}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{п}}^2}{4} \cdot S_{\text{п}} = 0,687 \text{ см}^3$$

де $K_2 = 4 \dots 8$ – коефіцієнт перевищення об'єму, який описує плунжер, над максимальною цикловою подачею палива на суму об'ємів: стиснення палива в надплунжерній об'ємі і в лінії високого тиску, деформації паливопроводу високого тиску, об'єму який описує плунжер при перекритті наповнювальних отворів, при розгоні і гасінні швидкості плунжера.

$$\text{Приймаємо } K_2 = 4$$

$$\text{Відповідно до стандартів } \frac{S_{\text{п}}}{d_{\text{п}}} = 1 \dots 1,5$$

$$\text{Приймаємо } S_{\text{п}} = 1,5 d_{\text{п}}$$

Діаметр плунжера

$$d_{\text{п}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\text{п}}}{1,3 \cdot \pi}} = 9 \text{ мм}$$

Хід плунжера

$$S_{\text{п}} = 9 \text{ мм}$$

Площа плунжеру

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 60,311362 \text{ мм}^2$$

Профілювання кулачку

Кулачки, що забезпечують трикутний характер зміни швидкості плунжера мають профілі, задані координатами його руху.

Профілі складаються з двох ділянок. Ділянка 1 може бути увігнутою, опуклою або спочатку увігнутою, а потім опуклою. Прискорення плунжера W_1 позитивне і постійне. В кінці ділянки 1 досягається максимальна швидкість руху плунжера C_{max} .

Ділянка 2 опуклою, прискорення плунжера W_2 негативне і постійне. В кінці ділянки профіль досягає ВМТ.

Вихідні дані:

Частота обертання кулачкового валу ТНВТ	$n_k =$	950 об/хв
Радіус початкової окружності кулачка	$R_0 =$	50 мм
Радіус ролика штовхача	$c =$	35 мм
Несуча частина ролика штовхача	$b =$	35 мм
Радіус кривизни у початковій точці профілю	$R_{\pi} =$	-400 мм
Застосування від'ємного значення R_{π} тобто увігнутість початкової ділянки профілю, забезпечує великі швидкості руху плунжера, зменшує кут виступу кулачка ν_{π} , але ускладнює технологію його виготовлення.		
Маса деталей приводу плунжера, які виконують зворотньо-поступальний рух	$m =$	1,5 кг
Гранично допустиме значення коефіцієнта перевищення сили пружини плунжера силі інерції	$K_d =$	1,2
Жорсткість пружини плунжера	$K_{\pi} =$	51300 Н/м
Попередня затяжка пружини плунжера	$f_0 =$	6 мм
Тиск палива в надплунжерному об'ємі при положенні плунжера в ВМТ	$P_{\text{по}} =$	0,2 МПа
Допустима контактна напрута на поверхні кулачка і ролика	$\sigma_d =$	2000 МПа
Модуль упругості матеріалів кулачка та ролика штовхача	$E =$	2E+05 МПа
Максимально допустимий кут тиску φ_{π} - кут між віссю штовхача і нормаллю до профілю кулачка в точці його дотику з роликом, не повинен перевищувати 35 ... 45°, і залежить головним чином від конструкції штовхача.		
	$\varphi_{\pi} =$	45 град
Допустимий тиск палива в надплунжерний обсязі на початку другої ділянки профілю	$P_{\pi} >$	100 МПа

Профілювання профілю прямого ходу

Профілювання профілю прямого ходу виконується в два етапи:

1-й етап - визначаємо максимальну можливу швидкість плунжера на прямому ході C_{max} , значення якої визначає швидкість плунжера під час впорскування, а значить інтенсивність впорскування;

2-й етап - визначаємо поточне значення ходу S , швидкості C , прискорення W плунжера і радіусів кривизни профілю R .

Етап - 1 визначення C_{max}

.....

Активний геометричний хід плунжеру

$$S_{\text{ак}} = \frac{Q_{\pi}}{\eta \cdot F_{\pi}} = 4,070 \text{ мм}$$

де $\eta=0,7$ - коефіцієнт подачі плунжера

Тривалість активного геометричного ходу плунжера

$$\beta_{AG} = (0,6 \div 0,8) \cdot \beta_{ВП} = 7,5 \text{ град}$$

Середня швидкість плунжера

$$C_m = \frac{S_{AG} \cdot 6 \cdot n_K}{\beta_{AG}} = 3,093 \text{ м/с}$$

$$C_{\max} = 1,3 \cdot C_m = 4,021 \text{ м/с}$$

Кінематичний коефіцієнт в початковій точці профілю

$$X_H = R_0 + c = 85 \text{ мм}$$

Кутова швидкість кулачка

$$\omega_K = \frac{\pi \cdot n_K}{30} = 99,433333 \text{ с}^{-1}$$

Радіус ролика штовхача

$$\rho = 0,01 \text{ м}$$

Визначення прискорення плунжера на першій ділянці профілю

$$W_1 = X_H \cdot \omega_K^2 - \frac{X_H^2 \cdot \omega_K^2}{R_H + \rho} = 1023,56 \text{ м/с}^2$$

Хід плунжера на першому участку профіля

$$S_1 = \frac{C_{MAX}^2}{2 \cdot W_1} = 0,0079 \text{ м}$$

Хід плунжера на другому участку профіля

$$S_2 = S_H - S_1 = 0,0008681 \text{ м}$$

Визначення прискорення плунжера на другій ділянці профілю

$$W_2 = -\frac{C_{MAX}^2}{2 \cdot S_2} = -9311,623 \text{ м/с}^2$$

Кінематичний коефіцієнт наприкінці першої ділянки профілю

$$X_c = R_0 + c + S_1 = 0,0929 \text{ м}$$

Максимальне значення кута тиску

$$\delta_{MAX} = \arctg\left(\frac{C_{MAX}}{X_c \cdot \omega_K}\right) = 23,5234 \text{ град}$$

Визначення коефіцієнта перевищення силою пружини плунжера сили інерції зворотно-поступально рухомих деталей приводу плунжера

$$K = \frac{(f_0 + S_1) \cdot K_{Ж}}{m \cdot |W_2|} = 0,05104$$

Кінематичний коефіцієнт в кінцевій точці профілю

$$X_K = R_0 + c + S_H = 0,0938 \text{ м}$$

Радіус кривизни у кінцевій точці профілю

$$R_K = \frac{X_K^3 \cdot \omega_K^2}{X_K^2 \cdot \omega_K^2 - W_2 \cdot X_K} - \rho = -0,027 \text{ м}$$

Сила від тиску палива при положенні плунжера в ВМТ

$$P_T = P_{ЛО} \cdot F_{П} = 1,2E-05 \text{ МН}$$

Сила пружини при положенні плунжера в ВМТ

$$P_{\pi} = (f_0 + S_{\pi}) \cdot K_{ж} = 0,00076 \text{ МН}$$

Сила, передана роликом на кулачек

$$N = P_T + P_{\pi} = 0,0007695 \text{ МН}$$

Визначення по формулі Герца гранично допустимого радіусу кривизни в кінцевій точці профілю

$$R_{кд} = \frac{\frac{N \cdot E}{b}}{\left(\frac{\sigma_d}{0,418}\right)^2 - \frac{N \cdot E}{b \cdot \rho}} = 0,00021 \text{ м}$$

Обчислюємо гранично допустимий тиск палива в надплунжерному об'ємі на початку другої ділянки, при цьому силою пружини і силою інерції, спрямованих назустріч і близьких за величиною, нехтуємо.

Кути першого і другого ділянки профілю прямого ходу

$$\beta_1 = \frac{12 \cdot n_K \cdot S_1}{C_{MAX}} = 22,39 \text{ град}$$

$$\beta_2 = \frac{12 \cdot n_K \cdot S_2}{C_{MAX}} = 2,46 \text{ град}$$

Кут профілю прямого ходу

$$\beta_{\pi} = \beta_1 + \beta_2 = 24,85 \text{ град}$$

Кут виступу кулачка

$$\beta_B = 2 \cdot \beta_{\pi} = 49,70 \text{ град}$$

Радіус кривизни

$$R_{2H} = \frac{(C_{MAX}^2 + X_C^2 \cdot \omega_K^2)^{1,5}}{(X_C^2 \cdot \omega_K^2 + 2 \cdot C_{MAX}^2 - W_2 \cdot X_C) \cdot \omega_K} - \rho = 0,000464 \text{ мм}$$

$$P_{TH} = \frac{\left(\frac{\sigma_d}{0,418}\right)^2 \cdot b \cdot \cos \delta_{MAX}}{\left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R_{2H}}\right) \cdot E \cdot F_{\pi}} = 245,45 \text{ МПа}$$

Етап 2 - визначення поточних значень S, C, R, β , P_T

Профільювання першої ділянки профілю прямого ходу:

$$\text{Коефіцієнт } K_3 = \frac{W_1 \cdot 10^3}{72 \cdot n_K^2} = 1,6E-05$$

$$\text{Поточне значення ходу плунжера} \quad S = K_3 \cdot \beta^2$$

$$\text{Коефіцієнт } K_4 = \frac{C_{MAX}}{\beta_1} = 0,17957$$

$$\text{Поточне значення швидкості плунжера} \quad C = K_4 \cdot \beta$$

Кінематичний коефіцієнт

$$X = R_0 + c + S$$

Поточне значення радіуса кривизни в будь-якій точці профілю

$$R = \frac{(C^2 + X^2 \cdot \omega_K^2)^{1.5}}{(X^2 \cdot \omega_K^2 + 2 \cdot C^2 - W \cdot X) \cdot \omega_K} - \rho$$

Розрахунок процесу паливоподачі

Тиск газу в циліндрі двигуна в момент упорскування

$$P_{ц} = \frac{P_{сж} + P_z}{2} = 7,99 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт стискаємості палива

$$\alpha_{сж} = 8E-04 \text{ МПа}^{-1}$$

Зазор між торцями плунжера і корпусом нагнітючого клапану

$$\Delta = 0,5 \text{ мм}$$

Об'єм надплунжерної порожнини паливного насоса

при його знаходженні в НМТ $V_{НП} = F_{П} \cdot (S_{П} + \Delta) = 6E-07 \text{ м}^3$

Коефіцієнт витрати наповнювальних отворів плунжерній пари

$$\mu_H = 0,88$$

Тиск палива в порожнині низького тиску паливного насоса

$$P_0 = 0,2 \text{ Мпа}$$

Діаметр наповнювальних отворів плунжерній пари

$$d_H = 4 \text{ мм}$$

Кількість наповнювальних отворів плунжерній пари

$$i_H = 2$$

Прохідний перетин наповнювальних отворів круглої форми

$$f_H = i_H \cdot \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} = 2,5E-05 \text{ м}^2$$

Діаметр голки розпилювача

$$d_{II} = 3 \text{ мм}$$

Діаметр основи замикаючого конуса голки розпилювача

$$d_K = 1,5 \text{ мм}$$

Відносна величина диференціальної площини голки розпилювача

$$\delta = 0,64$$

Кут замикаючого конусу голки розпилювача

$$\delta_r = 60 \text{ град}$$

Діаметр колодязя розпилювача

$$d_{KO} = 3 \text{ мм}$$

Діаметр розпилюючих отворів

$$d_p = 0,26 \text{ мм}$$

Кількіст розпилюючих отворів

$$i_p = 5$$

Підйом голки розпилювача

$$h_{II} = 0,4 \text{ мм}$$

Залишковий тиск у системі високого тиску

$$P_{зт} = 3 \text{ МПа}$$

Тиск початку впорскування

$$P_{вп} = 36 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт витрати мінімального прохідного перерізу в замикаючому конусі розпилювача

$$\mu_{зк} = 0,55$$

Коефіцієнт витрати отворів розпилювача

$$\mu_p = 0,5$$

,

Сумарний прохідний перетин отворів форсунки

$$f_p = 0,265 \text{ мм}^2$$

Розрахунок першого періоду паливоподачі

Коефіцієнти

$$K_1^1 = \frac{F_p}{\alpha_{сж} \cdot 6 \cdot n_K \cdot V_H} = 23,6689$$

$$K_3^1 = \frac{\mu_H}{\alpha_{сж} \cdot 6 \cdot n_K \cdot V_H} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} = 16511$$

Тиск першого періоду

$$P_H = \left(\frac{K_1^1 \cdot C_{II}}{K_3^1 \cdot f_H} \right)^2 + P_0 = 0,23196 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_H = \left(K_1^1 \cdot C_{II} - K_3^1 \cdot f_H \cdot \sqrt{(P_H - P_0) \cdot 10^6} \right) \cdot \Delta \beta;$$

$$P = 6,26 \text{ Мпа}$$

Розрахунок другого періоду паливоподачі

Другий період паливоподачі триває починаючи з моменту відкриття нагнітаючого клапану до моменту підйома голки розпилювача.

Поперечний переріз основи замикаючого конуса голки розпилювача

$$F_K = \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} = 1,766 \text{ мм}^2$$

Площа диференціальної площадки голки розпилювача

$$F_\delta = \frac{\pi \cdot (d_H^2 - d_K^2)}{4} = 5,299 \text{ мм}^2$$

До закриття наповнюючих отворів

$$K_1^2 = \frac{F_p}{\alpha \cdot 6 \cdot n_K \cdot (V_H + V_L)} = 23,6689$$

$$K_3^2 = \frac{\mu_H}{\alpha_{сж} \cdot 6 \cdot n_K \cdot (V_H + V_L)} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} = 8255,5$$

$$\Delta P = \left(K_1^2 \cdot C_{II} - K_3^2 \cdot f_H \cdot \sqrt{(P_H - P_0) \cdot 10^6} \right) \cdot \Delta \beta$$

$$P = 15,172428 \text{ Мпа}$$

Після закриття наповнюючих отворів

$$\Delta P = K_1^2 \cdot C_{II} \cdot \Delta \beta;$$

$$P = 40,67 \text{ Мпа}$$

Тиск підйому голки розпилювача

$$P_L = P_H - P_{3T} = 37,67 \text{ МПа}$$

Розрахунок третього періоду паливоподачі

Третій період триває від моменту підйому голки розпилювача форсунки, коли починається впорскування палива в циліндр двигуна через розпилюючі отвори розпилювача, до початку відсічки, тобто до моменту початку перетікання палива з надплунжерної порожнини в запірні отвори плунжерній пари. Відсічення в першому наближенні приймаємо після впорскування 70 % циклової подачі палива.

$$K_1^3 = \frac{F_{\Pi}}{\alpha_{\text{СЖ}} \cdot 6 \cdot n_K \cdot (V_H + V_L + V_P)} = 2,7793$$

$$K_2^3 = \frac{\mu_P \cdot f_P}{\alpha_{\text{СЖ}} \cdot 6 \cdot n_K \cdot (V_H + V_L + V_P)} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} = 2E-04$$

$$K_C = \frac{(\mu_{3K} \cdot F_{3K})^2}{(\mu_{3K} \cdot F_{3K})^2 + (\mu_P \cdot f_P)^2} = 0,98186$$

$$F_{3K} = \pi \cdot \left(d_{KO} - h_H \cdot \sin \frac{\delta_H}{2} \cdot \cos \frac{\delta_H}{2} \right) \cdot h_H \cdot \sin \frac{\delta_H}{2} = 1,77E-06 \text{ м}^2$$

$$\Delta P = (K_1^3 \cdot C_{\Pi} - K_2^3 \cdot \sqrt{K_C \cdot (P_L - P_{\Pi}) \cdot 10^6}) \cdot \Delta \beta;$$

Тиск палива перед розпилюючими отворами

$$P_C = \frac{(\mu_{3K} \cdot F_{3K})^2 \cdot P_L + (\mu_P \cdot f_P)^2 \cdot P_{\Pi}}{(\mu_{3K} \cdot F_{3K})^2 + (\mu_P \cdot f_P)^2} = 187,80 \text{ МПа}$$

Четвертий період паливоподачі

Четвертий період паливоподачі триває від моменту відсічення розвантажувального ходу нагнітального клапана, який настає, коли припиняється подача палива з надплунжерної порожнини в порожнину корпусу нагнітального клапана внаслідок зрівнювання об'ємної швидкості плунжера з об'ємною швидкістю витікання палива через відсічні отвори і швидкістю розширення палива в надплунжерній порожнині через падіння тиску.

П'ятий період паливоподачі

П'ятий період паливоподачі триває від моменту початку розвантажувального ходу нагнітального клапана до посадки голки розпилювача на замикаючий конус корпусу розпилювача форсунки.

Тиск посадки голки форсунки

$$P_{KB} = P_{HB} \cdot \delta = 23,04 \text{ МПа}$$

Розрахунок деталей паливного насоса високого тиску

1. Розрахунок пружини плунжера

Вибір основних розмірів пружини здійснюється таким чином, щоб коефіцієнт (K) перевищення силою пружини сили інерції деталей приводу плунжера які рухаються зворотно-поступально, в момент, коли прискорення плунжера стає негативним, а напруга в ній від вигину і крутіння не перевищувало допустиме. Діаметр проволочи, з якого виготовлена пружина плунжера і її діаметр

$$d_{np} = 7,5 \text{ мм}$$

$$D_0 = 36 \text{ мм}$$

Попередня затяжка пружини плунжера

$$f_0 = 6 \text{ мм}$$

Зазор між витками пружини в стислому стані

$$\Delta_n = 1 \text{ мм}$$

Допустима напруга від крутіння

$$\tau_0 = 450 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт

$$K = 1,2$$

Модуль пружності зсуву

$$G = 82500 \text{ МПа}$$

Максимально допустиме навантаження на пружину

$$P_{max} = \frac{\pi \cdot d_{np}^3 \cdot \tau_0 \cdot 10^6}{8 \cdot D_0} = 2069,82 \text{ Н}$$

Жорсткість одного витка пружини

$$K_{ж1} = \frac{G \cdot d_{np}^4}{8 \cdot D_0^3} = 699361 \text{ Н/м}$$

Повна диформація пружини

$$f_{max} = f_0 + S_{п} = 15 \text{ мм}$$

Кількість робочих вітків пружини

$$i_{п} = \frac{f_{max} \cdot K_{ж1}}{P_{max}} = 4,98895 \quad \text{приймаємо} \quad 5$$

Жорсткість пружини

$$K_{ж} = \frac{K_{ж1}}{i_{п}} = 87420,1 \text{ Н/м}$$

Деформація пружини в момент коли прискорення плунжера стає негативним

$$f_w = f_0 + S_w = 0,0069 \text{ м}$$

Сила пружини коли прискорення плунжера стає негативним

$$P_{пw} = f_w \cdot K_{ж} = 600,408 \text{ Н}$$

Сила інерції деталей приводу плунжера, які рухаються зворотно поступально, в момент, коли прискорення стає негативним

$$P_{и} = m \cdot W_0 = 13967,4 \text{ Н}$$

Коефіцієнт перевищення силою пружини, сили інерції деталей, які рухаються зворотно-поступально

$$K = \frac{P_{nw}}{P_u} = 0,043 \quad \text{значно вище за } 1,2$$

Довжина пружини у вільному стані

$$L_{np} = (d_{np} + \Delta n) \cdot i_p + f_{max} + i \cdot d_{np} = 70,01526 \text{ мм}$$

Крок вітків пружини

$$t = d_{np} + \frac{f_{max}}{i_p} + \Delta n = 11,453 \text{ мм}$$

Визначення запасу міцності пружини:

$$\text{Індекс пружини} \quad C' = \frac{D_0}{d_{np}} = 4,8$$

Поправочний коефіцієнт розподілу крутіння по окружності перерізу витка, а також напруги зрізу

$$K_n = \frac{4 \cdot C' - 1}{4 \cdot C' - 4} + \frac{0,615}{C'} = 1,32549$$

Максимальна сила пружини

$$P_{n \max} = f_{max} \cdot K_n = 1290,78 \text{ Н}$$

Максимальна напруга в пружині від згинання та кручення

$$\tau_{max} = \frac{8 \cdot K_n \cdot P_{n \max} \cdot D_0}{\pi \cdot d_{np}^3} = 371,971 \text{ МПа}$$

Мінімальна сила пружини

$$P_{no} = f_0 \cdot K_n = 524,521 \text{ МПа}$$

Мінімальна напруга в пружині від згинання та кручення

$$\tau_{min} = \frac{8 \cdot K_n \cdot P_{no} \cdot D_0}{\pi \cdot d_{np}^3} = 151,154 \text{ МПа}$$

Середня напруга циклу

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = 261,563 \text{ МПа}$$

Амплітуда напруги циклу

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = 110,409 \text{ МПа}$$

Для сталі 50 ХФА межа тікучесті $\tau_s = 950 \text{ МПа}$, межа витривалості $\tau_1 = 500 \text{ МПа}$

$\gamma_\tau = 1$

Запас міцності

$$n = \frac{1}{\frac{\tau_m}{\tau_s} + \gamma_\tau \cdot \frac{\tau_a}{\tau_1}} = 2,0155$$

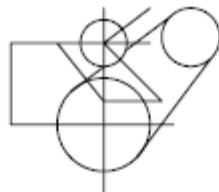
Перевірка пружини на резонанс

$$n_c = 2,17 \cdot 10^7 \frac{d_{np}}{i_p \cdot D_0^2} = 15697,3 \text{ мин}^{-1} \quad \frac{n_c}{n_k} = 16,5 > 10$$

тому коливання пружини не є небезпечними

2. Розрахунок кулачка приводу плунжера

Визначення контактних напружень на поверхні кулачка приводу плунжера ПНВТ в момент коли тиск палива в надплунжерному об'ємі досягає максимального значення $P_{\text{тmax}}$



Сила діюча по осі плунжера

$$P = P_{\text{т}} + P_{\text{п}} + P_{\text{и}} = 0,00284 \text{ МН}$$

Сила від тиску палива в надплунжерному об'ємі

$$P_{\text{т}} = p_{\text{нmax}} \cdot F_{\text{п}} = 1,4\text{E-}05 \text{ МН}$$

Сила пружини

$$P_{\text{п}} = (f_0 + S) \cdot K_{\text{ж}} \cdot 10^{-6} = 0,00129 \text{ МН}$$

Сила інерції деталей приводу плунжера, які рухаються зворотно-поступально

$$P_{\text{и}} = m \cdot W \cdot 10^{-6} = 0,00154 \text{ МН}$$

Сутолось тиску δ в момент коли досягається $P_{\text{тmax}}$

$$\omega_{\text{к}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{к}}}{30} = 99,433333 \text{ с}^{-1}$$

$$X = R_0 + \rho + S = 0,0679 \text{ м}$$

$$\delta = \arctan\left(\frac{C}{X \cdot \omega_{\text{к}}}\right) = 0,53715 \text{ рад} \quad 30,79 \text{ град}$$

Сила, що передається роликом на кулачек

$$N = \frac{P}{\cos \delta} = 0,0033 \text{ МН}$$

Контактна напруга

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{N \cdot E}{b} \cdot \left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R}\right)} = 660,042 \text{ МПа} < \sigma_{\text{д}} = [1200 \dots 2000] \text{ МПа}$$

контактні напруги не перевищують допустимих.

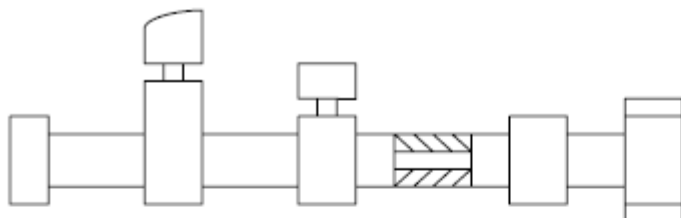
3. Розрахунок кулачкового вала

Кулачковий вал розраховується на вигин і кручення, а також визначається значення його прогину і кута закрутки.

Геометричні розміри кулачкового валу

$$a = 0,167 \text{ м}$$

$$b_{\text{в}} = 0,167 \text{ м}$$



$$l = 0,333 \text{ м}$$

$$L = 3 \text{ м}$$

$$d_B = 0,09 \text{ м}$$

$$d_0 = 0,04 \text{ м}$$

Момент опору згинанню

$$W_z = \frac{\pi \cdot (d_B^4 - d_0^4)}{32 \cdot d_B} = 6,9E-05 \text{ м}^3$$

Згинаючий момент

$$M_{zz} = \frac{N_{MAX} \cdot a \cdot b_B}{l} = 0,00028 \text{ МН·м}$$

Напрута згинання

$$\sigma_z = \frac{M_{zz}}{W_z} = 4,012905 \text{ МПа}$$

Максимальний крутний момент на кулачку паливного насосу
0,0001 МН·м

Момент опору крученню

$$W_k = 2 \cdot W_n = 0,0001375 \text{ м}^3$$

Напрута кручення

$$\tau = \frac{M_{KMAX}}{W_K} = 0,8353285 \text{ Мпа}$$

Сумарна наведена напрута, що виникає в кулачковому валі від спільної дії згинального і скручуючого моментів, яке визначається по третій теорії міцності

$$\sigma_{II} = \sqrt{(\sigma_z^2 + 4 \cdot \tau^2)} = 2,60845 \text{ МПа}$$

Значення сумарної напруги не перевищує допустимого значення в 150 МПа

Момент інерції поперечного перерізу кулачкового валу

$$I = \frac{\pi \cdot (d_B^4 - d_0^4)}{64} = 3,1E-06 \text{ м}^4$$

Прогин прольоту кулачкового валу

$$Y = \frac{N_{MAX} \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I} = 3,7E-06 \text{ мм}$$

Прогин прольоту кулачкового вала не перевищує 1% від ходу плунжера.

Полярний момент інерції поперечного перерізу кулачкового валу.

$$I_p = 2 \cdot I = 6,187E-06 \text{ м}^4$$

Модуль пружності зсуву для сталі $G = 81500$ МПа

Кут закрутки в градусах повороту кулачкового вала

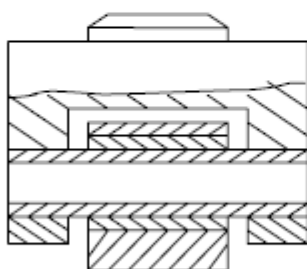
$$\varphi_3 = \frac{M_{\text{MAX}} \cdot L}{G \cdot I_{\Pi}} \cdot \frac{180}{\pi} = 0,03917 \text{ град п. к. в.}$$

Кут закрутки кулачкового вала не перевищує допустимого $[\varphi_3] = 1$, гр.п.к.в.

4. Розрахунок штовхача

Розрахунок осі ролика, втулки ролика, направляючої поверхні штовхача.

Вісь штовхача розраховується на вигин, зріз і питомий тиск на опорах.



Геометричні розміри елементів штовхача

$$\begin{aligned} l_{\Pi} &= 0,068 \text{ м} & d_{\text{То}} &= 0,07 \text{ м} \\ l_{\text{в}} &= 0,034 \text{ м} & H_{\text{т}} &= 0,19 \text{ м} \\ b &= 0,03 \text{ м} \\ \alpha &= 0,237 \\ d_{\text{пн}} &= 0,038 \text{ м} \\ l_0 &= 0,015 \text{ м} \end{aligned}$$

Напруження вигину осі штовхача

$$\sigma_{\text{н}} = N_{\text{MAX}} \cdot \frac{l_{\Pi} + 2 \cdot l_{\text{в}} - 1,5 \cdot b}{1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_{\text{пн}}^3} = 4,5829 \text{ МПа}$$

Дотичні напруження зрізу в перетинах осі штовхача

$$\tau_{\text{к}} = \frac{0,85 \cdot N_{\text{MAX}} \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) \cdot d_{\text{пн}}^2} = 2,5243 \text{ МПа}$$

дотичні напруження зрізу в перетинах осі штовхача не перевищують допустимих значень $[\sigma] = 65$ МПа

Питома навантаження в опорах

$$K_o = \frac{N_{\text{MAX}}}{2 \cdot d_{\text{пн}} \cdot l_0} = 2,89967 \text{ МПа}$$

питоме навантаження в опорах не перевищує допустиме значення $[K_o] = 60$ МПа

Питоме навантаження на внутрішні поверхні втулки

$$K_{\text{вв}} = \frac{N_{\text{MAX}}}{2 \cdot d_{\text{пн}} \cdot b} = 1,44984 \text{ МПа}$$

питоме навантаження на внутрішній поверхні втулки не перевищує допустиме значення $[K_{\text{вв}}] = 70$ МПа

Питоме навантаження на зовнішній поверхні плунжера

$$K_{\text{ен}} = \frac{N_{\text{MAX}}}{d_{\text{вт}} \cdot b} = 30,4958 \text{ МПа}$$

питоме навантаження на зовнішній поверхні втулки не перевищує допустиме значення $[K_{\text{вн}}] = 50$ МПа

Максимальне навантаження у нижнього краю направляючої поверхні корпусу штовхача

$$K_m = \frac{2 \cdot N_{MAX} \cdot \sin \delta}{d_{TO} \cdot H_T} = 0,24729 \text{ МПа}$$

Максимальне навантаження у нижнього краю направляючої поверхні корпусу штовхача не перевищує допустиме значення $[K_T] = 18,5 \text{ МПа}$

5. Розрахунок плунжеру

Розрахунок плунжера на стиск в мінімальному перетині і питоме навантаження опорного торця.

Напруга стиснення в мінімальному перетині плунжера якщо мінімальний діаметр плунжеру та максимальний однакові

$$\sigma_{СЖ} = \frac{P_T}{F_{ПМІН}} = 0,23196 \text{ МПа}$$

якщо мінімальний діаметр плунжеру дорівнює $d_{\min} = 9 \text{ мм}$ тоді площа мінімального поперечного перерізу плунжера

$$F_{\min} = \frac{\pi \cdot d_{ПМІН}^2}{4} = 63,585 \text{ мм}^2$$

$$\sigma_{СЖ} = \frac{P_T}{F_{ПМІН}} = 0,22001 \text{ МПа}$$

напруга стиснення в мінімальному поперечному перерізі плунжера не перевищують допустимих $[\sigma_{СЖ}] = 300 \text{ МПа}$

Питома навантаження при плоских торцях плунжера і штовхача

діаметр опорного торця плунжера

$$d_{\text{поп}} = 4 \text{ мм}$$

площа опорного торця плунжера

$$F_{\text{поп}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{поп}}^2}{4} = 12,56 \text{ мм}^2$$

$$K_m = \frac{P_T}{F_{\text{поп}}} = 1,11382$$

питоме навантаження при плоских торцях плунжера і штовхача не перевищує допустимої $[K_T] = 2000 \text{ МПа}$

4.4. Опис конструкції спроектованої насос-форсунки двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Спроектвана насос-форсунка забезпечує впорскування в циліндри двигуна 6ЧН 12,8/15,5 точно дозованої кількості дизельного палива з максимальним тиском уприскування та у точно встановлений момент, що розраховується електронним блоком керування. Відповідна точність паливоподачі повинна підтримуватися на всіх робочих режимах двигуна та протягом усього терміну його

експлуатації. Паливні системи зі насос-форсунками все більше витісняють звичайні системи. Сучасні насос-форсунки забезпечують достатньо високий тиск упорскування палива, що сприяє позитивному ефекту протікання характеристики упорскування. Кожен робочий циліндр двигуна має свою насос-форсунку, яка встановлюється безпосередньо в кришці циліндрів.

На рис. 4.9 подано устрій і конструкція спроектованої насос-форсунок двигуна 6ЧН 12,8/15,5. Розпилювач встановлюється безпосередньо у корпусі насос-форсунки та виступає всередину камери згоряння двигуна. Розподільчий вал для кожної насос-форсунки має свій окремий кулачок зусилля від якого передається плунжеру форсунки через тягу. При цьому плунжер форсунки здійснює зворотно-поступальний рух під одночасною дією коромисла та поворотної пружини. Також момент початку уприскування палива та його є функціями швидкості переміщення плунжера, яка визначається профілем кулачка. Це обумовлює вимогу високої точності при виготовленні розподільчого валу.

Стабільність і точність циклової подачі палива по циліндрах та характеристики упорскування залежить від крутильних коливань розподільчого валу. Зменшення впливу цих вібрацій на індивідуальні приводи насос-форсунок забезпечується конструктивними рішеннями та жорсткістю конструкції розподільчого валу та його приводу, а також коромисел і їх підшипників.

Корпус спроектованої насос-форсунки двигуна 6ЧН 12,8/15,5 служить у якості втулка плунжера насоса та має подовжену частину для забезпечення кріплення електромагнітного клапана. Канали, які виконані у корпусі спроектованої насос-форсунки забезпечують сполучення між камерою високого тиску палива та камерою низького тиску, яке перекривається за допомогою електромагнітного клапану, а також між порожниною високого тиску й розпилювачем форсунки.

Форма спроектованої насос-форсунки двигуна 6ЧН 12,8/15,5 виконана таким чином, щоб забезпечити кріплення у кришці блоку циліндрів за допомогою спеціального розробленого притиску.

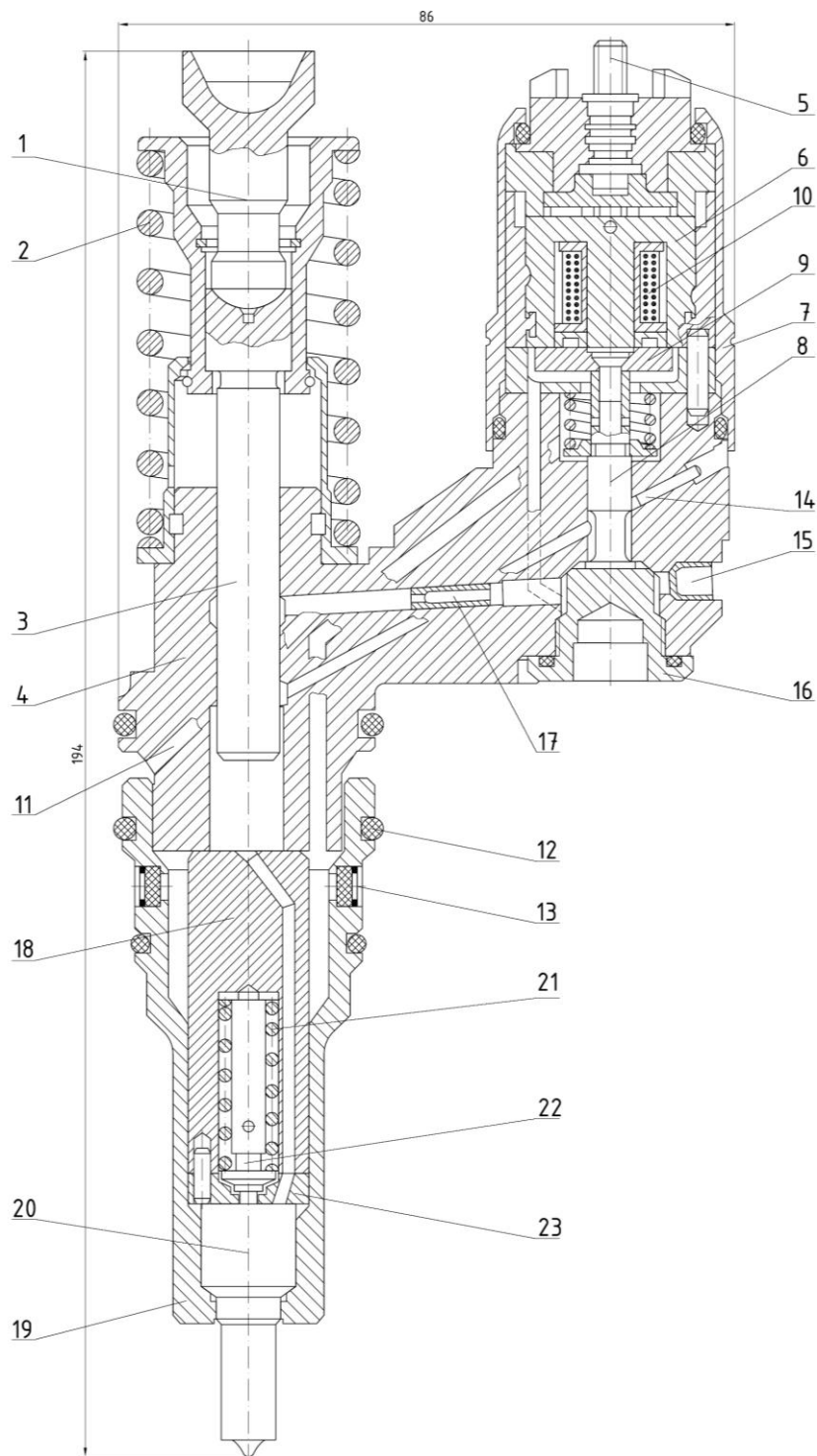


Рисунок 4.9 – Насос-форсунка двигуна 6ЧН 12,8/15,5:

1 – наконечник зі сферичною голівкою; 2 – поворотна пружина; 3 – плунжер; 4 – корпус насос-форсунки в зборі; 5 – роз'єм; 6 – магнітний сердечник; 7 – гайка кріплення електромагнітного клапана; 8 – голка електромагнітного клапана; 9 – якір; 10 – котушка електромагнітного клапана; 11 – канал повернення палива (ступінь низького тиску); 12 – кільце ущільнювача, 13 – вхід палива; 14 – технологічні заглушки каналів високого тиску, 15 – технологічні заглушки каналів низького тиску; 16 – обмежувач ходу голки електромагнітного клапана, 17 – дросельний отвір; 18 – тримач пружини; 19 – гайка кріплення розпилювача форсунки; 20 – розпилювач форсунки в зборі; 21 – пружина голки розпилювача форсунки; 22 – натискний штифт, 23 – проставка

Зворотна пружина насос-форсунки прижимає її плунжер до коромисла, а коромисло у свою чергу, відповідно, до кулачка розподільчого валу, що під час роботи забезпечує постійний механічний контакт між плунжером форсунки, коромислом та кулачком. При закінченні упорскування палива, поворотна пружина форсунки переміщує плунжер у початкове положення.

Конструкцію спроектованої насос-форсунки двигуна 6ЧН 12,8/15,5 можна розділити на декілька функціональних блоків:

- блок забезпечення високого тиску палива;
- електромагнітний клапан високого тиску;
- розпилювач насос-форсунки у зборі.

Основними деталями першого блоку є в корпус форсунки у зборі 4, плунжер 3 та поворотна пружина 2.

Електромагнітний клапан високого тиску насос-форсунки забезпечує керування початком уприскування палива та тривалістю його подачі. Основними деталями електромагнітного клапану насос-форсунки є магнітний сердечник 6, голка 8, якір 9, котушка 10 та пружина 26.

Розпилювач 20 насос-форсунки забезпечує розпилення палива та розподіл його по камері згоряння двигуна точно відміряної кількості. Розпилювач насос-форсунки формує вигляд кривої характеристики уприскування палива. Розпилювач у зборі кріпиться до корпусу насос-форсунки двигуна за допомогою гайки розпилювача 19.

4.5. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок та спроектовано насос-форсунку з керуючим електромагнітним клапаном для автомобільного двигуна 6ЧН 12,8/15,5. У результаті проведеного розрахунку отримано основні геометричні та експлуатаційні показники роботи насос-форсунки. Спроектowana насос-форсунка забезпечує усі необхідні параметри впорскування палива закладені у розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН 12,8/15,5 (другий розділ проекту). Також у розділі було розраховано на міцність основні елементи насос-форсунки. Згідно з отриманими

результатами – діючи механічні навантаження знаходяться у межах допустимого.

Основні параметри та характеристики спроектованої насос-форсунки двигуна 6ЧН 12,8/15,5

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Діаметр плунжера насос-форсунки	мм	9
2	Хід плунжера насос-форсунки	мм	9
3	Максимальна швидкість переміщення плунжера	м/с	4,02
4	Тиск початку упорскування насос-форсунки	МПа	37,67
5	Залишковий тиск у системі високого тиску насос-форсунки	МПа	3
6	Значення тиску палива перед отворами розпилювача	МПа	184,8
7	Значення тиску посадки голки форсунки	МПа	23,04
8	Тривалість паливоподачі насос-форсунки	град п.к.в.	20
9	Жорсткість пружини електромагнітного клапану	Н/мм	6,3
10	Попередня затяжка пружини електромагнітного клапана	Н	70
11	Зусилля електромагніта при його ході у 0,3 мм	Н	250
12	Хід електромагнітного клапану плунжера насос-форсунки	мм	0,3
13	Мінімальний хід електромагнітного клапану плунжера насос-форсунки	мм	0,1
14	Зазор між електромагнітом і якорем електромагнітного клапану	мм	0,1

					ДП.142.6221м.07.05.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент.		Кузнєцов О. Р.			Технологічний процес виготовлення колінчастого валу двигуна 6ЧН 12,8/15,5		
Консультант							
Керівник		Митрофанов О.С.					
					Літ.	Арк.	Акрушів
					НУК ім. адм. Макарова		

5. Технологічний процес виготовлення колінчастого валу двигуна 6ЧН 12,8/15,5

5.1. Призначення колінчастого валу, умови його роботи

Колінчастий вал двигуна 6ЧН 12,8/15,5 сприймає зусилля від шатунів та перетворює в обертовий момент, а також забезпечує переміщення поршнів у допоміжних ходах, передає рух розподільчому валу та забезпечує привід допоміжні механізми. Колінчасті вали є найбільш відповідальною деталлю КШМ та відповідно двигуна. Колінчастий вал працює в умовах перемінних навантажень. На нього діють сили від тиску газів у робочому циліндрі та сили інерції від мас, що рухаються поступово та обертаються, а також згинаючі та скручуючі моменти, які виникають від цих сил. Усе це спричиняє деформацію в елементах колінчастого валу, концентрацію напружень різної величини, тертя та відповідно зношування його корінних й мотельових шийок і підшипників. Крутний момент, який періодично змінюється викликає крутильні коливання колінчастого валу, які збільшують напруження в його елементах та можуть сприяти втомному руйнуванню валу.

Основні вимоги, які пред'являють до матеріалу колінчастого валу двигуна 6ЧН 12,8/15,5: високі характеристики витривалості зносу; висока ударна в'язкість; наявність великого відносного подовження; хороша оброблюваність.

Основні технічні вимоги щодо виготовлення колінчастого валу двигуна 6ЧН 12,8/15,5: не допускається наявність тріщин на поверхні шийок колінчастого валу після його загартування; на колінчастому валу є недопустимим тріщини, закати, закови, флокени, наявність усадочних раковин, розшарування, накопичення розкованих та розкатаних міхурів та забруднень; шлакові включення допускаються довжиною не більш 2 мм та шириною – 0,3 мм; не допускаються усунення дефектів колінчастого валу заварюванням та карбуванням; допуск овальності, бочкоподібності, а також конусності рамових та шатунних шийок колінчастого валу двигуна відносно його осі разом з відхиленням форми не більш 0,03 мм на довжині 100 мм; зміщення осі симетрії

					ДП.142.6221м.07.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

кривошипу колінчастого валу повинно бути не більш 1 мм; динамічне балансування колінчастий вал здійснюється разом з маховиком; відносне значення биття визначається, як абсолютне значення алгебраїчної різниці радіального биття, вимірного в одній площині; биття рамових шийок колінчастого валу, поверхонь centruвання та торців, а також відхилення від паралельності твірних щік повинні перевірятися відносно загальної осі колінчастого валу, встановленого на трьох опорах, з яких дві є крайніми;

Для виготовлення колінчастого валу двигуна 6ЧН 12,8/15,5 використовується легована сталь марки 38ХНЗМА ГОСТ 4543-71. Хімічний склад сталі у масових частках відсотка є важливою характеристикою та повинен відповідати даним наведеним у таблиці 5.1. Механічні властивості сталі колінчастого валу повинні мати твердість не менш НВ 229...285, межу текучості $\sigma_T \geq 588$ МПа (60 кгс/мм²), відносне звуження поперечного перетину $\varphi \geq 40\%$ та мати ударну в'язкість не менш ніж 5 кг/см².

Таблиця 5.1 – Хімічний склад сталь марки сталі 38ХНЗМА ГОСТ 4543-71

C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Cu	P	S
0,33... 0,40	0,17... 0,37	0,25... 0,50	0,80...1,20	0,20... 0,30	2,75... 3,25	≤ 0,3	≤0,025	≤ 0,025

5.2. Тип виробництва колінчастого валу двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Для виготовлення колінчастого валу двигуна 6ЧН 12,8/15,5 встановлюється серійний тип виробництва. Так, при серійному виробництві деталі виготовляються періодично повторними партіями. При серійному виробництві досить успішно застосовуються високо-продуктивні поковки. Це дозволяє знизити трудомісткість виконаних робіт з виготовлення колінчастих валів та збільшити виробництво.

Технологічною базою для виготовлення колінчастого валу двигуна 6ЧН 12,8/15,5 є вісь рамових шийок. Маршрутно-операційна карта технологічного процесу виготовлення колінчастого валу двигуна подана у таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Маршрутно-операційна карта технологічного процесу

000 Заготовча	085 Слюсарна
005 Горизонтально-розточна	090 Токарна з використанням ЧПУ
010 Токарна	095 Токарна з використанням ЧПУ
015 Горизонтально-розточна	100 Горизонтально-розточна
020 Токарна	105 Шліфувальна
025 Фрезерна з використанням ЧПУ	110 Шліфувальна
030 Фрезерна з використанням ЧПУ	115 Горизонтально-розточна
035 Слюсарна	120 Свердлувальна
040 Токарна з використанням ЧПУ	125 Шліфувальна
045 Токарна з використанням ЧПУ	130 Слюсарна
050 Фрезерна з використанням ЧПУ	135 Контроль магнітний
055 Слюсарна	140 Азотування
060 Отпуск стабілізуючий	145 Шлифувальна
065 Контроль технічний	150 Промивка
070 Токарна з використанням ЧПУ	155 Контроль технічний
075 Фрезерна з використанням ЧПУ	160 Маркірування
080 Фрезерна з використанням ЧПУ	155 Консервація

5.3. Розрахунок припусків та операційних розмірів

Проведення розрахунку припусків здійснюється табличним методом, який подано у таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Розрахунок припусків на обробку

Номер операції	Найменування	Проміжний розмір, мм	Шорсткість, мкм	Припуск, мм
005	Горизонтально-розточна операція	22 ^{+0,43}	2,5	22
100	Свердлильна операція	14	3,2	14

Технічне нормування операцій виробництва колінчастого валу двигуна 6ЧН 12,8/15,5:

005 Горизонтально-розточна операція:

1. Необхідне обладнання – горизонтально-розточний верстат 2А656.
2. Інструмент – свердло Ø 22 мм за ГОСТом 10903–77.
3. Режим обробки різанням.

Перехід 1:

а) визначення припуск на обробку – $\Pi = D_2 - D_1 = 22 - 0 = 22$, мм

де $D_2 = 22$ мм – діаметр, отриманий після обробки; $D_1 = 0$ – діаметр до обробки.

б) визначення глибини різання – $t = \Pi/2 = 22/2 = 11$ мм.

в) визначення довжини обробки

$$L = L_0 + L_{\text{вх}} + L_{\text{вих}} = 58 + 9 + 0 = 67 \text{ мм}$$

де $L_0 = 58$ мм – довжина основного розміру; $L_{\text{вх}} = 9$ мм – величина припуску на вхід інструменту; $L_{\text{вих}} = 0$ мм – припуск на вихід інструменту.

г) значення величини подачі – $S_0 = 0,3$ мм/об (для верстата 2А656)

д) частота обертання шпинделя верстата

$n_b = 190$ об/хв – прийнято з ряду робочих частот верстату.

є) визначення швидкості різання

$$V = \frac{\Pi \cdot n_g \cdot D_2}{1000} = \frac{3,14 \cdot 190 \cdot 22}{1000} = 13,1 \text{ м/хв.}$$

ж) дійсна величина подачі верстата

$$S_m = S_0 \cdot n_b = 0,3 \cdot 190 = 57 \text{ мм/хв.}$$

з) значення основного машинного часу

$$T_{\text{осн1}} = \frac{L \cdot i}{S_m} = \frac{67 \cdot 1}{57} = 1,2 \text{ хв.}$$

де $i = 1$ – кількість проходів.

і) визначення допоміжного часу

$$T_{\text{доп1}} = t_{\text{уст}} + t_{\text{пер}} + t_{\text{вим}} = 0,5 + 1 + 0,4 = 1,9 \text{ хв}$$

де $t_{\text{уст}}$ – час на установку та зняття заготовки колінчастого валу; $t_{\text{пер}}$ – час переходу з однієї операції на іншу; $t_{\text{вим}}$ – час на виконання замірів обробленої поверхні.

к) підготовчо-заключний час

$$T_{\text{пз1}} = 0,1 \cdot T_{\text{осн}} = 0,1 \cdot 1,2 = 0,12 \text{ хв.}$$

л) значення часу виготовлення 1 переходу

$$T_{\text{шт1}} = T_{\text{осн1}} + T_{\text{доп1}} + T_{\text{пз1}} = 1,2 + 1,9 + 0,12 = 3,22 \text{ хв.}$$

Перехід 2:

Необхідний інструмент – зенківка $\varnothing 63$, $< 60^\circ$ за ГОСТом 14959–80.

а) визначення припуску на обробку – $\Pi = 42,4 - 22 = 20,4 \text{ мм}$

б) визначення глибини різання – $t = 20,4/2 = 10,2 \text{ мм}$

в) визначення довжини обробки – $L = 22 \text{ мм}$

г) значення величини подачі – $S_o = 2,32 \text{ мм/об}$

д) частота обертання шпинделя – $n = 38 \text{ об/хв}$

є) визначення швидкості різання

$$V = \frac{3,14 \cdot 38 \cdot 42,4}{1000} = 5 \text{ м/хв}$$

ж) дійсна величина подачі верстату – $S_m = 2,32 \cdot 38 = 88,16 \text{ мм/хв.}$

з) значення основного машинного часу

$$T_{\text{осн2}} = \frac{L}{S_m} = \frac{22}{88,16} = 0,25 \text{ хв.}$$

і) визначення допоміжного часу

$$T_{\text{доп2}} = 0,2 + 0,8 + 0,3 = 1,3 \text{ хв.}$$

к) підготовчо-заключний час

$$T_{\text{пз2}} = 0,1 \cdot 0,25 = 0,025 \text{ хв.}$$

л) значення часу виготовлення 2 переходу

$$T_{\text{шт2}} = 0,25 + 1,3 + 0,025 = 1,575 \text{ хв.}$$

Перехід 3:

Необхідний інструмент – зенківка $\varnothing 63 \text{ мм}$, $< 120^\circ$ за ГОСТом 14959–80

а) визначення припуск на обробку – $\Pi = 51,6 - 42,4 = 9,2 \text{ мм}$

б) визначення глибини різання – $t = 9,2/2 = 4,6 \text{ мм}$

					ДП.142.6221м.07.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

в) визначення довжини обробки – $L = 2,5$ мм

г) значення величини подачі – $S_o = 2,32$ мм/об

д) частота обертання шпинделя – $n = 38$ об/хв

є) визначення швидкості різання

$$V = \frac{3,14 \cdot 38 \cdot 51,6}{1000} = 6,15 \text{ м/хв}$$

ж) дійсна величина подачі верстату – $S_m = 2,32 \cdot 38 = 88,16$ мм/хв

з) значення основного машинного часу

$$T_{\text{осн3}} = \frac{2,5}{88,16} = 0,03 \text{ хв}$$

і) визначення допоміжного часу – $T_{\text{доп3}} = 0,2 + 0,1 + 0,15 = 0,45$ хв

к) підготовчо-заклучний час – $T_{\text{пз3}} = 0,1 \cdot 0,03 = 0,003$ хв

л) значення часу виготовлення 3 переходу

$$T_{\text{шт3}} = 0,03 + 0,45 + 0,003 = 0,483 \text{ хв}$$

Переходи 4,5,6 аналогічні переходам 1,2,3 відповідно.

Відповідно:

1) Значення основного часу усіх переходів

$$T_{\text{осн}} = \sum_6^1 T_{\text{осн}} = 1,2 + 0,25 + 0,03 + 1,2 + 0,25 + 0,03 = 2,96 \text{ хв}$$

2) Значення допоміжного часу усіх переходів

$$T_{\text{доп}} = \sum_6^1 T_{\text{доп}} = 1,9 + 1,3 + 0,45 + 1,9 + 1,3 + 0,45 = 7,3 \text{ хв}$$

3) Значення підготовчо-заклучного часу усіх переходів

$$T_{\text{пз}} = \sum_6^1 T_{\text{пз}} = 0,12 + 0,025 + 0,003 + 0,12 + 0,025 + 0,003 = 0,296 \text{ хв}$$

4) Значення часу на виготовлення деталі колінчастого валу

$$T_{\text{шт}} = \sum_6^1 T_{\text{шт}} = 2,96 + 7,3 + 0,296 = 10,556 \text{ хв.}$$

100. Операція свердлильна:

1. Необхідне обладнання – свердлильний верстат ОС 9600

2. Інструмент – свердло Ø 14 мм за ГОСТом 2814-76.

3. Режим обробки різанням.

					ДП.142.6221м.07.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Перехід 1:

а) значення часу виготовлення 3 переходу $\Pi = 14 - 0 = 14$ мм

б) визначення глибини різання – $t = 14/2 = 7$ мм

в) визначення довжини обробки – $L = 207 + 7 = 214$ мм

г) значення величини подачі – $S_o = 0,14$ мм/об

д) частота обертання шпинделя верстата встановлена на даному режимі – $n = 250$ об/хв.

є) визначення швидкості різання

$$V = \frac{3,14 \cdot 250 \cdot 14}{1000} = 11 \text{ м/хв}$$

ж) дійсна величина подачі верстату – $S_m = S_o \cdot n = 0,14 \cdot 250 = 35$ мм/хв

з) значення основного машинного часу

$$T_{\text{осн}_1} = \frac{L}{S_m} = \frac{214}{35} = 6,1 \text{ хв}$$

Для 12 отворів $T_{\text{осн}} = 6,1 \cdot 12 = 73,2$ хв.

і) визначення допоміжного часу – $T_{\text{доп}_1} = 2 + 1 + 3 = 6$ хв.

Для 12 отворів $T_{\text{доп}} = 6 \cdot 12 = 72$ хв.

к) підготовчо-заклучний час – $T_{\text{пз}_1} = 0,1 \cdot 73,2 = 7,32$ хв.

Для 12 отворів $T_{\text{пз}} = 7,32 \cdot 12 = 87,84$ хв.

л) значення часу виготовлення 1 переходу – $T_{\text{шт}_1} = 6,1 + 6 + 7,32 = 19,42$ хв.

Для 12 отворів $T_{\text{шт}} = 19,42 \cdot 12 = 233,04$ хв.

Перехід 2:

а) визначення припуск на обробку – $\Pi = 14 - 0 = 14$ мм

б) визначення глибини різання – $t = 14/2 = 7$ мм

в) визначення довжини обробки – $L = 35 + 7 = 42$ мм

г) значення величини подачі – $S_o = 0,16$ мм/об

д) частота обертання шпинделя верстата – $n = 250$ об/хв.

є) визначення швидкості різання

$$V = \frac{3,14 \cdot 250 \cdot 14}{1000} = 11 \text{ м/хв}$$

ж) дійсна величина подачі верстату – $S_m = S_o \cdot n = 0,16 \cdot 250 = 40$ мм/хв

з) значення основного машинного часу

$$T_{\text{осн}_2} = \frac{L}{S_{\text{м}}} = \frac{42}{40} = 1,05 \text{ хв}$$

і) визначення допоміжного часу – $T_{\text{доп}_2} = 0,5 + 0 + 0,7 = 1,2 \text{ хв}$

к) підготовчо-заключний час – $T_{\text{пз}_2} = 0,1 \cdot 1,05 = 0,105 \text{ хв.}$

л) значення часу виготовлення 2 переходу – $T_{\text{шт}_2} = 1,05 + 1,2 + 0,105 = 2,355 \text{ хв.}$

Загальний час дорівнює:

Основний час – $T_{\text{осн}} = 73,2 + 1,05 = 74,25 \text{ хв.}$

Допоміжний час – $T_{\text{доп}} = 72 + 1,2 = 73,2 \text{ хв.}$

Підготовчо-заключний час – $T_{\text{пз}} = 87,84 + 0,105 = 87,945 \text{ хв.}$

Час на виготовлення деталі колінчастий вал – $T_{\text{шт}} = 74,25 + 73,2 + 87,945 = 235,395 \text{ хв.}$

					ДП.142.6221м.07.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Затверджую

Підпис

Митрофанов О.С.

Прізвище

Дата

ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС
на виготовлення колінчастого валу
двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Дипломник _____ Кузнєцов О.Р.

Керівник _____ Митрофанов О.С.

Дубл.																		
Взам.																		
Подл.																		
Розробив	Кузнєцов О. Р.				НУК	ДП.142.6221м.07.05.ПЗ												
Перевірів	Митрофанов О.С.																	
Нормував					Вал колінчастий двигуна 6ЧН12,8/15,5													
Н. Контр.																		
МО-1																		
МО-2	Код		ЕВ	МД	ЕН	Н. Расх.	КИМ	Код. загот.		Профіль та розміри		КД	МЗ					
	З8ХНЗМА							Штамповка										
А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код, назва операцій			Позначення документа										
Б								СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	К шм.	Т пз.	Т шм.
					Вимоги безпеки по інструкції 3978.2524000043													
				000	Заготовча													
				005	Горизонтально-розточна			2	18217	4	1	1	1	1	1	1		
					Горизонтально-розточний верстат 2А656													
				010	Токарна			2	18217	4	1	1	1	1	1	1		
					Токарний верстат РТ 509													
				015	Горизонтально-розточна			2	18217	4	1	1	1	1	1	1		
					Горизонтально-розточний верстат 2А656Ф11													
МК																		

Дубл.																	
Взам.																	
Подл.																	
Розробив	Кузнєцов О. Р.				НУК	ДП.142.6221м.07.05.ПЗ											
Перевірів	Митрофанов О.С.																
Нормував					Вал колінчастий двигуна 6ЧН12,8/15,5												
Н. Контр.																	
МО-1																	
МО-2	Код		ЕВ	МД	ЕН	Н. Расх.	КИМ	Код. загот.		Профіль та розміри		КД	МЗ				
	З8ХНЗМА							Штамповка									
А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код, назва операцій		Позначення документа										
Б							СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	К шм.	Т пз.	Т шм.
				020	Токарна		2	18217	4	1	1	1	1	1	1		
					Токарний верстат 1М63												
				025	Фрезерна з ЧПУ												
					Фрезерний верстат ФКР-60		2	18632	4	1	1	1	1	1	1		
				030	Фрезерна з ЧПУ												
					Фрезерний верстат ФКР-60		2	18632	4	1	1	1	1	1	1		
				032	Слюсарна		2	17335	2	1	1	1	1	1	1		
МК																	

Дубл.																	
Взам.																	
Подл.																	
Розробив	Кузнєцов О. Р.				НУК	ДП.142.6221м.07.05.ПЗ											
Перевірів	Митрофанов О.С.																
Нормував					Вал колінчастий двигуна 6ЧН12,8/15,5												
Н. Контр.																	
МО-1																	
МО-2	Код		ЕВ	МД	ЕН	Н. Расх.	КИМ	Код. загот.		Профіль та розміри		КД	МЗ				
	З8ХНЗМА							Штамповка									
А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код, назва операцій		Позначення документа										
Б							СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	К шт.	Т пз.	Т шт.
					Підставка слюсарна 9699-7744												
				035	Токарна з ЧПУ		2	18217	4	1	1	1	1	1	1		
					Токарний верстат РТ 66603												
				040	Токарна з ЧПУ		2	18217	4	1	1	1	1	1	1		
					Токарний верстат РТ 66603												
				045	Фрезерна з ЧПУ												
					Фрезерний верстат ФКР-60		2	18632	4	1	1	1	1	1	1		
МК																	

Дубл.																		
Взам.																		
Подл.																		
Розробив	Кузнецов О. Р.				НУК		ДП.142.6221м.07.05.ПЗ											
Перевірів	Митрофанов О.С.																	
Нормував					Вал колінчастий двигуна 6ЧН12,8/15,5													
Н. Контр.																		
МО-1																		
МО-2	Код		ЕВ	МД	ЕН	Н. Расх.	КИМ	Код. загот.		Профіль та розміри		КД	МЗ					
	38ХНЗМА							Штамповка										
А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код, назва операцій			Позначення документа										
Б								СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	К шм.	Т пз.	Т шм.
				048	Слюсарна			2	17335	2	1	1	1	1	1	1		
					Підставка слюсарна 9699-7744													
				050	Отпуск стабілізуючий			3	17845	3	1	1	1	1	1	1		
				053	Контроль технічний			5	10801	4	1	1	1	1	1	1		
				055	Токарна з ЧПУ			2	18217	4	1	1	1	1	1	1		
					Токарний верстат РТ 66603													
				060	Фрезерна з ЧПУ													
					Фрезерний верстат FKP-60			2	18632	4	1	1	1	1	1	1		
МК																		

Дубл.																		
Взам.																		
Подл.																		
Розробив	Кузнєцов О. Р.					НУК	ДП.142.6221м.07.05.ПЗ											
Перевірів	Митрофанов О.С.																	
Нормував					Вал колінчастий двигуна 6ЧН12,8/15,5													
Н. Контр.																		
МО-1																		
МО-2	Код		ЕВ	МД	ЕН	Н. Расх.	КИМ	Код. загот.		Профіль та розміри		КД	МЗ					
	З8ХНЗМА							Штамповка										
А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код, назва операцій			Позначення документа										
Б								СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	К шм.	Т пз.	Т шм.
				065	Фрезерна з ЧПУ													
					Фрезерний верстат FKP-60			2	18632	4	1	1	1	1	1	1		
				068	Слюсарна			2	17335	2	1	1	1	1	1	1		
					Підставка слюсарна 9699-7744													
				070	Токарна з ЧПУ			2	18217	4	1	1	1	1	1	1		
					Токарний верстат РТ 66603													
				075	Токарна з ЧПУ			2	18217	4	1	1	1	1	1	1		
					Токарний верстат РТ 66603													
МК																		

Дубл.																			
Взам.																			
Подл.																			
Розробив	Кузнєцов О. Р.				НУК	ДП.142.6221м.07.05.ПЗ													
Перевірів	Митрофанов О.С.																		
Нормував					Вал колінчастий двигуна 6ЧН12,8/15,5														
Н. Контр.																			
МО-1																			
МО-2	Код		ЕВ	МД	ЕН	Н. Расх.	КИМ	Код. загот.		Профіль та розміри		КД	МЗ						
	38ХНЗМА							Штамповка											
А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код, назва операцій			Позначення документа											
Б								СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	К шм.	Т пз.	Т шм.	
				080	Горизонтально-розточна			2	18217	4	1	1	1	1	1	1			
					Горизонтально-розточний верстат 2А656Ф11														
				085	Шліфувальна			2	18873	3	1	1	1	1	1	1			
					Круглошліфувальний верстат ХШ2-31Н														
				090	Шліфувальна			2	18873	3	1	1	1	1	1	1			
					Круглошліфувальний верстат 3М428														
				095	Горизонтально-розточна			2	18217	4	1	1	1	1	1	1			
МК																			

Дубл.																		
Взам.																		
Подл.																		
Розробив	Кузнецов О. Р.				НУК		ДП.142.6221м.07.05.ПЗ											
Перевірів	Митрофанов О.С.																	
Нормував					Вал колінчастий двигуна 6ЧН12,8/15,5													
Н. Контр.																		
МО-1																		
МО-2	Код		ЕВ	МД	ЕН	Н. Расх.	КИМ	Код. загот.		Профіль та розміри		КД	МЗ					
	З8ХНЗМА							Штамповка										
А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код, назва операції			Позначення документа										
Б								СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	К шт.	Т пз.	Т шт.
					Горизонтально-розточний верстат 2А656Ф11													
				100	Свердлувальна			2	17335	3	1	1	1	1	1	1		
					Свердлувальний верстат ОС9600													
				105	Шліфувальна			2	18873	3	1	1	1	1	1	1		
					Круглошліфувальний верстат ХШ2-31Н													
				110	Слюсарна			2	17335	2	1	1	1	1	1	1		
					Підставка слюсарна 9699-7744													
МК																		

Дубл.																		
Взам.																		
Подл.																		
Розробив	Кузнецов О. Р.					НУК	ДП.142.6221м.07.05.ПЗ											
Перевірів	Митрофанов О.С.																	
Нормував					Вал колінчастий двигуна 6ЧН12,8/15,5													
Н. Контр.																		
МО-1																		
МО-2	Код		ЕВ	МД	ЕН	Н. Расх.	КИМ	Код. загот.		Профіль та розміри		КД	МЗ					
	З8ХНЗМА							Штамповка										
А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код, назва операції			Позначення документа										
Б								СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	К шт.	Т пз.	Т шт.
				115	Контроль магнітний													
					Пристосування 9699-8091													
				120	Азотування													
				125	Шліфувальна			2	18873	3	1	1	1	1	1	1		
					Круглошліфувальний верстат ХШ2-31Н													
				130	Промивка													
					Мийна машина													
				135	Контроль технічний													
МК																		

Дубл.																		
Взам.																		
Подл.																		
Розробив	Кузнецов О. Р.				НУК	ДП.142.6221м.07.05.ПЗ												
Перевірів	Митрофанов О.С.																	
Нормував					Вал колінчастий двигуна 6ЧН12,8/15,5													
Н. Контр.																		
МО-1																		
МО-2	Код		ЕВ	МД	ЕН	Н. Расх.	КИМ	Код. загот.		Профіль та розміри		КД	МЗ					
	38ХНЗМА							Штамповка										
А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код, назва операцій			Позначення документа										
Б								СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	К шм.	Т пз.	Т шм.
					Пліта контрольна 9570-2322													
				140	Маркірування													
				145	Консервування													
					Ванна 9699-8156													

МК															
----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Дудл.																
Взам.																
Подл.																
Розробив	Кузнєцов О. Р.			НУК	ДП.142.6221м.07.05.ПЗ											
Перевірів	Митрофанов О.С.															
Нормував				Колінчастий вал двигуна 6ЧН 12,8/15,5												
Н. Контр.																
Найменування операції				Матеріал		Твердість		ЕВ	МД		Профіль і розміри			МЗ	КОИД	
Свердлувальна				38ХНЗМА		НВ=229-285		к2							1	
Обладнання, пристрій ЧПУ				Позначення, програми		Тс	Тв		Тп.з.		Тшт	СОЖ				
Свердлувальний ОС-9600						74.25	73.2		87.9		235.4	Емульсія				
Р					ПИ	D або B		L		t		Li	S	To/n	Tв/v	
1	О	1. Встановити, закріпити, зняти заготовку											73.2/250		72/11	
2	Т	Пристрій спеціальний														
3																
4	О	2. Свердлити 12 отворів (1)														
5	Т	Що ріже: Свердло 391303 Р6М5 ГОСТ2814-76. Допоміжний: втулка 6100-0203 ГОСТ 13598-68														
6	Т	Вимірювальний: ЩЦ2-250-0,1 ГОСТ166-80														
7	Р					14	207		7		1		0.14			
8																
9	О	3. Свердлити отвір (2)											1.05/250		1.2/11	
10	Т	Що ріже: Свердло 391303 Р6М5 ГОСТ2814-76. Допоміжний: втулка 6100-0203 ГОСТ 13598-68														
11	Т	Вимірювальний: ЩЦ2-250-0,1 ГОСТ166-80														
12	Р					14	35		7		1		0.16			
OK																

Дудл.															
Взам.															
Подл.															
Розробив	Кузнєцов О. Р.			НУК	ДП.142.6221м.07.05.ПЗ										
Перевірів	Митрофанов О.С.														
Нормував				Колінчастий вал двигуна 6ЧН 12,8/15,5											
Н. Контр.															
Найменування операції				Матеріал		Твердість		ЕВ	МД		Профіль і розміри			МЗ	КОИД
Свердлувальна				38ХНЗМА		НВ=229-285		к2							1
Обладнання, пристрій ЧПУ				Позначення, програми		Тс	Тв		Тп.з.		Тшт		СОЖ		
Свердлувальний ОС-9600						74.25	73.2		87.9		235.4		Емульсія		
Р					ПИ	D або B		L		t		Li	S	To/п	Tв/v
1	О	1. Встановити, закріпити, зняти заготовку												1.2	1.9
2	Т	Пристрій спеціальний													
3															
4	О	2. Свердлити отвір (1)												1.2/190	1.9/13.1
5	Т	Що ріже: Свердло 391303 Ø 22 Р6М5 ГОСТ10903-77. Допоміжний: втулка 9480-2826 ГОСТ 13598-78													
6	Т	Вимірювальний: ЩЦ І -125-0,1 ГОСТ166-80													
7	Р					22	58		11		1		0,3		
8															
9	О	3. Зенкувати фаску (2)												0.25/38	1.3/5
10	Т	Що ріже: зенківка 391620 Ø 63 60° ГОСТ14959-80. Допоміжний: втулка 9480-2826 ГОСТ 13598-78													
11	Т	Вимірювальний шаблон 6554-3992 l=19.4±0.3													
12	Р					63	22		10.2		1		2.32		
ОК															

Дудл.															
Взам.															
Подл.															
Розробив	Кузнєцов О. Р.			НУК	ДП.142.6221м.07.05.ПЗ										
Перевірів	Митрофанов О.С.														
Нормував				Колінчастий вал двигуна 6ЧН 12,8/15,5											
Н. Контр.															
Найменування операції			Матеріал		Твердість		ЕВ	МД		Профіль і розміри			МЗ	КОИД	
Свердлувальна			38ХНЗМА		НВ=229-285		к2							1	
Обладнання, пристрій ЧПУ			Позначення, програми		Тс	Тв		Тп.з.		Тшт		СОЖ			
Свердлувальний ОС-9600					74.25	73.2		87.9		235.4		Емульсія			
Р				ПИ	D або B		L		t		Li		S	То/п	Тв/v
1	1	4. Зенкувати фаску (3)												-/38	-/6.15
2	Т	Що ріже: зенківка 391620 Ø 63 < 120° ГОСТ14959-80. Допоміжний: втулка 9480-2826 ГОСТ 13598-78													
3	Т	Вимірювальний шаблон 6550-5059 l=22±0.3													
4	Р					63		2.5		4.6		1		2.32	
5															
6	О	5. Встановити, закріпити, зняти заготовку												1.2	1.9
7	Т	Пристрій спеціальний													
8															
9	О	6. Свердлити отвір (1)												1.2/190	1.9/13.1
10	Т	Що ріже: Свердло 391303 Ø 22 Р6М5 ГОСТ10903-77. Допоміжний: втулка 9480-2826 ГОСТ 13598-78													
11	Т	Вимірювальний: ЩЦ І -125-0,1 ГОСТ166-80													
12	Р					22		58		11		1		0,3	
OK															

Дудл.																
Взам.																
Подл.																
Розробив	Кузнєцов О. Р.			НУК	ДП.142.6221м.07.05.ПЗ											
Перевірів	Митрофанов О.С.															
Нормував				Колінчастий вал двигуна 6ЧН 12,8/15,5												
Н. Контр.																
Найменування операції				Матеріал		Твердість		ЕВ	МД		Профіль і розміри			МЗ	КОИД	
Свердлувальна				38ХНЗМА		НВ=229-285		к2							1	
Обладнання, пристрій ЧПУ				Позначення, програми		Тс	Тв		Тп.з.		Тшт		СОЖ			
Свердлувальний ОС-9600						74.25	73.2		87.9		235.4		Емульсія			
Р					ПИ	D або B		L		t		Li	S	To/n	Tθ/v	
1																
2	0	7. Зенкувати фаску (2)											0.25/38	1.3/5		
3	Т	Що ріже: зенківка 391620 Ø 63  60° ГОСТ14959-80. Допоміжний: втулка 9480-2826 ГОСТ 13598-78														
4	Т	Вимірювальний шаблон 6554-3992 l=19.4±0.3														
5	Р					63	22		10.2		1		2.32			
6	1	8. Зенкувати фаску (3)											-/38	-/6.15		
7	Т	Що ріже: зенківка 391620 Ø 63  120° ГОСТ14959-80. Допоміжний: втулка 9480-2826 ГОСТ 13598-78														
8	Т	Вимірювальний шаблон 6550-5059 l=22±0.3														
9	Р					63	2.5		4.6		1		2.32			
10																
11																
12																
OK																

Дудл.																
Взам.																
Подл.																
Розробив	Кузнєцов О. Р.			НУК	ДП.142.6221м.07.05.ПЗ											
Перевірів	Митрофанов О.С.															
Нормував				Колінчастий вал двигуна 6ЧН 12,8/15,5												
Н. Контр.																
Найменування операції				Матеріал		Твердість		ЕВ	МД		Профіль і розміри			МЗ	КОИД	
Шліфувальна				З8ХНЗМА		НВ=229-285		к2							1	
Обладнання, пристрій ЧПУ				Позначення, програми		Тс	Тв		Тп.з.		Тшт	СОЖ				
Круглошліфувальний верстат ХШ 2-31Н						2,96	7,3		0,3		10,6	Емульсія				
Р				ПИ	D або B		L		t	Li	S	То/п		Тв/ν		
1	О															
2	Т															
3																
4	О															
5	Т															
6	Т															
7	Р															
8																
9	О															
10	Т															
11	Т															
12	Р															
OK																

Дудл.															
Взам.															
Подл.															
Розробив	Кузнєцов О. Р.			НУК		ДП.142.6221м.07.05.ПЗ									
Перевірів	Митрофанов О.С.														
Нормував				Колінчастий вал двигуна 6ЧН 12,8/15,5											
Н. Контр.															
Найменування операції				Матеріал		Твердість		ЕВ	МД		Профіль і розміри			МЗ	КОИД
Шліфувальна				З8ХНЗМА		НВ=229-285		к2							1
Обладнання, пристрій ЧПУ				Позначення, програми		Тс	Тв		Тп.з.		Тшт		СОЖ		
Круглошліфувальний верстат ХШ 2-31Н						2,96	7,3		0,3		10,6		Емульсія		
Р				ПИ	D або B		L		t		Li		S	To/n	Tθ/v
1	О	1. Встановити, закріпити, зняти заготовку													
2	Т	Пристрій спеціальний													
3															
4	О	2. Шліфувати поверхню (1)													
5	Т														
6	Р														
7															
8															
9															
10															
11															
12															
OK															

Дудл.																
Взам.																
Подл.																
Розробив	Кузнєцов О. Р.			НУК	ДП.142.6221м.07.05.ПЗ											
Перевірів	Митрофанов О.С.															
Нормував				Колінчастий вал двигуна 6ЧН 12,8/15,5												
Н. Контр.																
Найменування операції				Матеріал		Твердість		ЕВ	МД		Профіль і розміри			МЗ	КОИД	
Шліфувальна				З8ХНЗМА		НВ=229-285		к2							1	
Обладнання, пристрій ЧПУ				Позначення, програми		Тс	Тв		Тп.з.		Тшт		СОЖ			
Круглошліфувальний верстат ХШ 2-31Н						2,96	7,3		0,3		10,6		Емульсія			
Р				ПИ	D або B		L		t		Li		S	To/n	Tθ/v	
1	1															
2	Т															
3	Т															
4	Р															
5																
6	О															
7	Т															
8																
9	О															
10	Т															
11	Т															
12	Р															
OK																

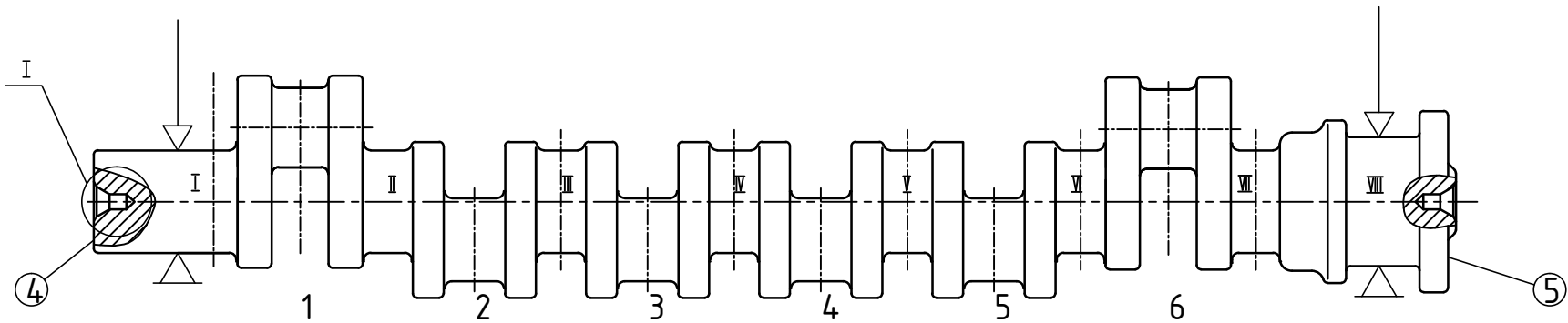
Дудл.																	
Взам.																	
Подл.																	
Розробив	Кузнєцов О. Р.				НУК	ДП.142.6221м.07.05.ПЗ											
Перевірів	Митрофанов О.С.																
Нормував					Колінчастий вал двигуна 6ЧН 12,8/15,5												
Н. Контр.																	
Найменування операції				Матеріал		Твердість		ЕВ	МД		Профіль і розміри			МЗ	КОИД		
Шліфувальна				З8ХНЗМА		НВ=229-285		к2							1		
Обладнання, пристрій ЧПУ				Позначення, програми		Тс	Тв		Тп.з.		Тшт		СОЖ				
Круглошліфувальний верстат ХШ 2-31Н						2,96	7,3		0,3		10,6		Емульсія				
Р					ПИ	D або B		L		t		Li	S	To/n	Tθ/v		
1																	
2	0																
3	Т																
4	Т																
5	Р																
6	1																
7	Т																
8	Т																
9	Р																
10																	
11																	
12																	
OK																	

Дудл.			
Зам.			
Ориг.			

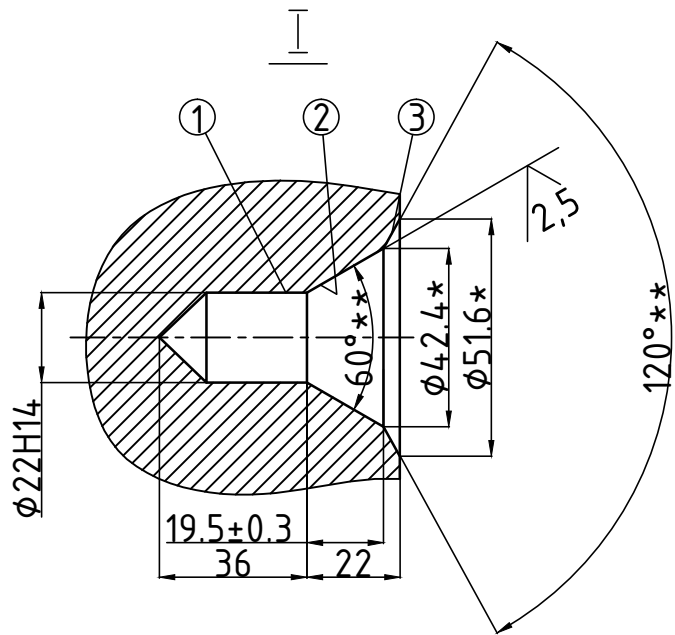
Розроб.	Кузнецов О. Р.		
Перев.	Митрофанов О.С.		
Н контр.			

ДП.142.6221м.07.05.ПЗ

Вал колінчастий 38ХНЗМА



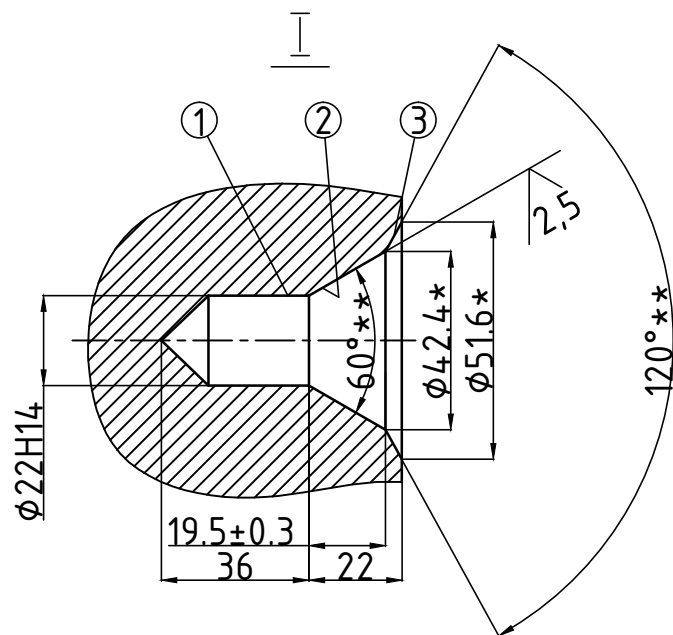
✓(✓)



1. *Розміри для довідок.
2. *Розміри забезпечуються інструментом.

[illegible]

Вал колінчастий 38ХНЗМА

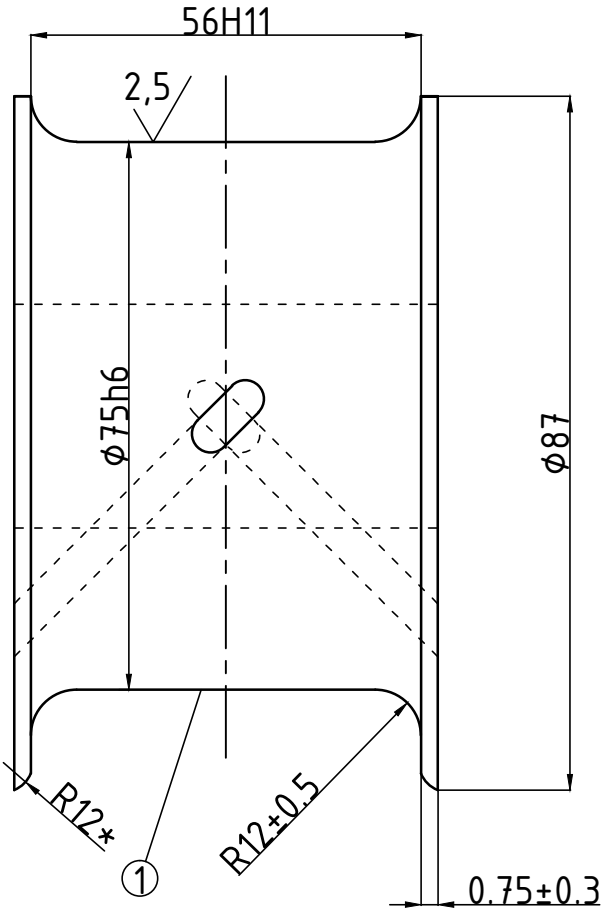


1. *Розміри для довідок.
2. *Розміри забезпечуються інструментом.

Дудл.			
Зам.			
Ориг.			

Розроб.	Кузнецов О. Р.		
Перев.	Митрофанов О.С.		
Н контр.			

	ДП.142.6221м.07.05.ПЗ		
	Шатунна шийка 38ХНЗМА		



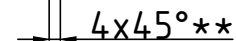
Розроб.	Кузнєцов О. Р.		
Перев.	Митрофанов О.С.		
Н контр.			

Вал колінчастий 38ХНЗМА

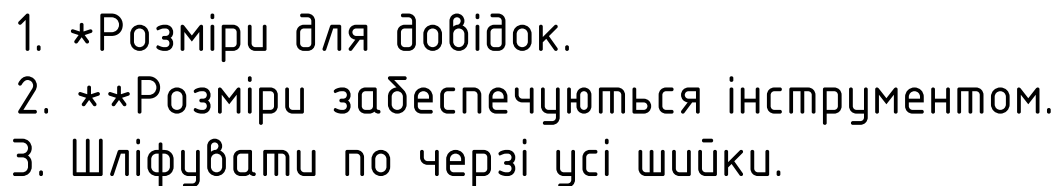
- 4x45°**

 $4 \times 45^\circ **$

Вал колінчастий 38ХН3МА



Вал колінчастий 38ХН3МА



					ДП.142.6221м.07.06.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Економічне обґрунтування використання модернізованого двигуна 6ЧН 12,8/15,5				Літ.	Арк.	Акрушів
Студент.		Кузнєцов О. Р.									
Консультант											
Керівник		Митрофанов О.С.							НУК ім. адм. Макарова		

6.1. Економічне обґрунтування використання модернізованого двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Ціль економічного обґрунтування впровадження модернізованого двигуна – аналітичне визначення економічної ефективності та доцільності впровадження в експлуатацію модернізованого високообертового дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5 на сідельному тягачі у порівнянні з існуючим двигуном прототипом. При визначенні економічного ефекту від модернізації та впровадження дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5 його нові параметри порівнюються з базовою версією.

У таблиці 6.1 подано основні техніко-економічні показники базового дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5 встановленого на тягачі та модернізованого.

Таблиця 6.1 – Техніко-економічні показники базового й модернізованого двигуна 6ЧН 12,8/15,5 виробництва фірми MAN

Найменування показника, розмірність	Позначення	Базовий двигун	Модернізований двигун
Ефективна потужність, кВт	N_e	228	230
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	n	1900	1900
Діаметр робочого циліндра, м	D	0,128	0,128
Хід поршня, м	S	0,155	0,155
Питома витрата палива, $\text{кг/кВт}\cdot\text{год}$	g_e	0,223	0,205
Механічний ККД двигуна	η_m	0,86	0,86
Питома витрата масла, $\text{кг/кВт}\cdot\text{год}$	g_m	0,0012	0,0012
Вага, кг	G	870	900
Габарити, м	L	1,470	1,470
	B	0,800	0,800
	H	1,104	1,104
Ціна двигуна, грн.	Π	160000	180000
Ціна палива, $\text{грн/кВт}\cdot\text{ч}$	Π_p	1,85	1,85
Ціна масла, грн/кг	Π_m	9,5	9,5
Час роботи за рік, ч	t	2380	2380
Число контрольних ремонтів	η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	$\varepsilon_{\min}$	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	0,05	0,05
Коефіцієнт використання потужності	K_p	0,95	0,95

Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{к.р}$	0,3	0,3
Час безперервної роботи, ч	$t_{н,р}$	300	300
Ресурс двигуна до першого перебирання, ч	$t_{пер}$	12000	12000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, ч	$t_{к.р}$	72000	72000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	0,15	0,15

Економічна ефективність від впровадження модернізованого дизельного високообертового двигуна 6ЧН 12,8/15,5 визначається згідно з методичними вказівками «Методика використання в народному господарстві нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій».

Призначення методу аналітичного дослідження:

- техніко-економічне обґрунтування вибору найліпших варіантів виготовлення й впровадження нової або модернізованої техніки;
- відображення показників ефективності та економічності в нормах й нормативах;
- розрахунки фактичної ефективності від впровадження нової або модернізованої техніки.

Розрахунки економічної ефективності впровадження модернізованого двигуна 6ЧН 12,8/15,5 виконано у табличній формі та представлено у таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Розрахунки економічної ефективності використання модернізованого дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Найменування	Позначення	Спосіб визначення	Базовий двигун	Модернізований двигун
Річна продуктивність	N, кВт·год в рік	$N = K_{II} \cdot N_e \cdot t$	515508	520030
Термін служби	T, рік	$T = \frac{t_{кр}}{t}$	30,25	30,25

Річні поточні витрати на паливо	З _п , грн	$Z_n = N \cdot \Pi_n \cdot g_e$	212672,8254	197221,3775
Річні поточні витрати на масло	З _м , грн	$Z_m = g_m \cdot N \cdot \Pi_m$	5876,7912	5928,342
Річні витрати на поточний ремонт	З _{п.р} , грн	$Z_{n.p} = \frac{b \cdot t \cdot \Pi}{t_{nep}}$	1586,666667	1785
Річні витрати на капітальний ремонт	З _{к.р} , грн	$Z_{k.p} = \frac{K_{k.p} \cdot t \cdot \Pi}{t_{k.p} \cdot \varepsilon_{min}}$	1442,42	1622,73
Річний економічний ефект у споживача	U ₁ , грн	$U_1 = Z_n + Z_m + Z_{k.p} + Z_{n.p}$	221578,71	206557,45
	U ₁ ^{1б} , грн	$U_1^{1б} = \frac{N_c}{N_b} \cdot U_1^b$	223522,3804	-
Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна	Е _к , грн	$E_k = \left[\Pi_b \cdot \frac{N_c}{N_b} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_b} + E_b}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{1б} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - \Pi_c$	74079,93	
Додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна	ΔК, грн	—	20000	
Річна економія при експлуатації модернізованого двигуна	ΔS, грн	$\Delta S = U_1^{1б} - U_1^c$	16964,93	
Час окупності модернізованого двигуна	T _{окуп} , рік/місяць	$T_{окуп} = \frac{\Delta K}{\Delta S}$	1,18 / 14,1	

6.2. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок економічної ефективності та доцільності впровадження в експлуатацію модернізованого високообертового дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5 на сідельному тягачі. Згідно з розрахунками річний економічний ефект для споживача від використання модернізованого двигуна 6ЧН 12,8/15,5, у порівнянні з базовим становить 16936,93 грн. Модернізація базового двигуна 6ЧН 12,8/15,5 окупиться за 1,18 року або 14,1 місяць.

					ДП.142.6221м.07.07.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент.		Кузнєцов О. Р.			Охорона праці та навколишнього середовища				Літ.	Арк.	Акрушів	
Консультант												
Керівник		Митрофанов О.С.							НУК ім. адм. Макарова			

7.1. Охорона праці при експлуатації вантажного транспорту

Система законів та норм з охорони праці спрямована на забезпечення безпеки виконання різного виду робіт й відповідних їм необхідних соціально-економічних, технічних організаційних й санітарно-гігієнічних заходів.

Деякі вимоги техніки безпеки під час виконання робіт з ремонту та експлуатації автомобільних двигунів:

- при розігріві двигуна для заливки у систему охолодження гарячої води слід використовувати спеціальні відра з носиком у верхній частині, що створює спрямований струмінь, а при розігріві за допомогою пари чи гарячого повітря шланг необхідно приєднати до горловини радіатора та надійно його закріпити;
- після використання калорифера для прогріву двигуна кабіну транспортного засобу слід ретельно провітрити для усунення продуктів згоряння;
- при виконанні ремонтних робіт на транспортному засобі водій зобов'язаний вимкнути двигун, загальмувати автомобіль стоянковим гальмом та увімкнути першу передачу;
- при зупинці на ухилі під колеса транспортного засобу необхідно підкласти не менш ніж два противідкатні упори;
- усі несправності системи живлення двигуна слід усувати тільки після його охолодження, а засмічені паливопроводи та розпилювачі форсунки продувати за допомогою насосу;
- перед здійсненням підйому транспортного засобу домкратом слід висадити пасажирів з кабіни, загальмувати стоянкове гальмо, підкласти противідкатні упори під колеса, які не підіймаються, вирівняти майданчик під домкратом та підкласти під нього широку підкладку з деревини.

Водіям вантажного транспорту забороняється:

- для розігріву двигуна застосовувати газові пальники, які не обладнано сигнальними пристроями та пристроями, що автоматично відключають подачу газу при його витокі або згасанні пальника;
- використовувати пряму передачу під час тривалого спуску;
- рухатися на крутому спуску з вимкненими зчепленням або передачею;

- відпочивати або спати у кабіні транспортного засобу з працюючим двигуном;
- допускати до ремонту транспортного засобу сторонніх некваліфікованих осіб.

При роботі двигуна, а також різних його систем та механізмів виникає ряд факторів небезпечних для життя та здоров'я людей, які регламентуються державним стандартом ДСТУ 12.0.003–83.

З найбільш шкідливих факторів можна виділити пари палива та масла, які здатні проникати в організм людини. Зокрема пари палива та масла можуть призводити до виникнення хронічних захворювань легких та дихальних шляхів людини. Згідно з ДСТУ 12.1.005–88 допустимі граничні норми концентрації парів дизельного палива та масла у повітрі виробничих приміщень де обслуговуються двигуни не повинні перевищувати 100 мг/м³. Також, згідно зі СНІП 245–71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю від згоряння палива й масла у повітрі виробничих приміщень де обслуговуються двигуни не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Ще одним шкідливим фактором є висока температура відкритих частин двигуна. Високу температуру здатну заподіяти людині шкоду у вигляді опіків мають газова турбіна, випускний колектор та глушник двигуна. Для запобігання виникнення опіків необхідно всі гарячі частини закривати теплоізоляційними матеріалами.

До шкідливих факторів, які впливають на людину при експлуатації двигунів також можна віднести шум та вібрацію.

Розрахунки рівня шуму та вібрації. Шум у значній мірі впливає на людину та погіршує продуктивність праці. Досить тривала дія інтенсивного рівні шуму викликає у людині утому слухового апарату, що може спричинити часткову або навіть до повну втрати слуху. Основні санітарні норми шуму подано у таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Основні санітарні норми шуму

в, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\alpha_{\text{про}}, \text{Дб}$	103	96	91	88	85	83	81	80

Рівень шуму від дизельного високообертового двигуна 6ЧН 12,8/15,5 визначається за наступною формулою:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_H + N_e^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_H}\right) \right], \text{ Дб}$$

де n_H – номінальна частота обертання колінчастого валу двигуна, $n_H = 1900$ об/хв;
 n – робоча частота обертання колінчастого валу двигуна, $n = 1900$ об/хв; N_e –
 номінальна потужність модернізованого двигуна 6ЧН 12,8/15,5, $N_e = 228$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(1900 + 230^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1900}{1900}\right) \right] = 86,83 \text{ Дб}$$

Значення рівня шуму двигуна 6ЧН 12,8/15,5 має припустимі значення. Для зниження рівня аеродинамічного шуму необхідно застосовувати глушники різних конструкцій, які дозволяють знизити загальний рівень шуму двигуна на 10...12 Дб. Зниження шуму від зовнішніх поверхонь двигуна на 10...15 Дб досягається використанням звукоізолюючих кожухів. Механічний шуму від деталей двигуна знижується за рахунок зменшення зазорів між деталями та вузлами, а також шляхом виготовлення конструкцій та деталей з матеріалів з більшим внутрішнім тертям з використанням шумопоглинальних покриттів.

Вібрація від двигуна виникає через динамічну невірноваженість рухомих мас кривошипно-шатунного механізму. Вібрація у людини викликає спазми судин та погіршує кровообіг. Загальна вібрація із частотою 0,7 Гц може викликати морську хворобу, а з частотою 4...30 Гц – пошкодження плечового поясу та більшості внутрішніх органів людини. Значення стандартних норм вібрації подано у таблиці 7.2.

Таблиця 7.2 – Значення санітарних норм вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична швидкість вібрації (чисельник, м/с · 10 ⁻²), логарифмічний рівень швидкості вібрації (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	–	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Рівень вібрації для модернізованого дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5 визначається за наступною формулою:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_H \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} \right) + 30 \lg \left(\frac{n}{n_H} \right), \text{ Дб}$$

де m – маса двигуна, $m = 900$ кг.

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1900 \cdot 230^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 230}{900} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{900}{230}} \right) + 30 \lg \left(\frac{1900}{1900} \right) = 83,87 \text{ Дб}$$

Рівень вібрації модернізованого двигуна 6ЧН 12,8/15,5 не перевищує встановлених норм.

Шум та вібрація впливають на здоров'я водія транспортного засобу, зменшуючи продуктивність його роботи та притуплюючи увагу. У транспортному засобі двигуни відносяться до найбільш гучного механізму, а у більшості випадків він є основним джерелом шуму та вібрації. Найбільш ефективним способом зменшення рівня шуму та вібрації двигуна є спеціальна організація робочого місця, а також правильне конструктивне оформлення двигуна та його вузлів. Так зокрема до зниження шуму та вібрації призводить поліпшення технології виготовлення й обробки деталей двигуна, а саме, наприклад, підвищена точність нарізання зубів шестерень, загальне доведення і притирання деталей.

Одним з найпростіших та найпоширеніших методів зниження шуму є ізоляція, а ефективним методом зменшення вібрації є встановлення віброгасників. Ізоляція повітряного шуму виконується за рахунок використання звукоізолюючих кожухів та різних перегородок, а також за допомогою звукоізоляції моторного відсіку транспортного засобу. Також ефективним способом зменшення шкідливого впливу шуму є використання звукоізолюючих кабін з яких ведеться керування транспортним засобом. У деяких випадках є доцільність використовуватися різних зразків індивідуального захисту, які залежно від конструкції й частоти шуму дозволяють знизити шум на 15...20 Дб.

7.2. Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигунів та основні способи їх зниження

Система законодавчих актів з охорона навколишнього середовища спрямована на забезпечення нормального функціонування біосфери при негативному впливі на неї різних природних або антропогенних факторів.

Однієї з головних засад продуктивної роботи людини є забезпечення у робочій зоні приміщень чистоти повітря та відповідних нормам метеорологічних умов. Запобігання впливу або хоча б зниження до допустимих норм таких шкідливих виробничих факторів як різного роду газу, пилю, пара, висока температура та вологість, а також створення здорового повітряного простору у робочій зоні є важливим завданням, що потребує комплексного підходу з одночасним рішенням основних питань виробництва. Більшість шкідливих речовин попадають в організм людини саме через дихальні шляхи, а також через поверхню шкіри та з їжею. Значна кількість цих речовин відноситься до небезпечних та шкідливих виробничих факторів, оскільки вони мають значний вплив на організм людини.

Під час експлуатації двигун транспортного засобу перебуває у безпосередній взаємодії з навколишнім середовищем. Так для роботи двигуна використовується навколишнє повітря, а в атмосферу викидаються відпрацьовані гази. Склад відпрацьованих газів двигунів досить широкий. Відпрацьовані гази двигунів внутрішнього згоряння майже на 99,0...99,9 % складаються з продуктів повного згоряння тобто з вуглецю, водяної пари, азоту повітря та залишкового кисню. Не більше 1 % від загальної кількості відпрацьованих газів двигунів визначають його екологічний рівень тобто фактично ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище та людину. За характером впливу компонентів ВГ на організм людини вони діляться гігієністами на шість основних груп.

До першої групи входять речовини ВГ, які не спричиняють безпосереднього шкідливого впливу на здоров'я людини та навколишнє середовище. До таких компонентів ВГ відносяться водяна пара H_2O , вуглекислий газ CO_2 , азот N_2 , кисень O_2 та водень H_2 .

У другу групу входить окис вуглецю CO (угарний газ). Це горючий безбарвний газ, який немає запаху та смаку, має низьку щільність, практично не розчинюється у воді. Має суттєвий негативний вплив на організм людини, а саме потрапляючи в легені, а звідки в кров, витісняє з неї кисень знижуючи вміст кисню в крові, що у свою чергу призводить до задухи. При незначних концентраціях у повітрі спричиняє запаморочення та нудоту.

До третьої групи належать окисли азоту (NO та NO₂). Оксид азоту це безбарвний газ, який погано розчиняється у воді, а на повітрі окисляється до NO₂. Діоксид азоту це газ з характерним різким запахом червоно-бурих кольорів та важче повітря. При потраплянні в організм та взаємодіючи з водою NO_x утворює у дихальних шляхах людини азотну та азотисту кислоти й їх з'єднання. Утворені кислот руйнують легеневу тканину людини, викликаючи у неї хронічні захворювання, а також незворотні зміни в серцево-судинній системі.

У четверту групу входять різні з'єднання типу C_nH_m тобто вуглеводні усіх гомологічних рядів, які мають неприємний запах викликають загальний токсичний та подразнюючий вплив, а також багато хронічних захворювань.

До п'ятої групи входять альдегіди, які мають різкий запах та при певних дозах можуть викликати подразнення дихальних шляхів людини, а також слизових оболонок носа та очей.

До шостої групи відносять сажу, яка має вигляд дрібних часток вуглецю. Сажа призводить до забруднення повітря, знижує видимість та може подразнювати дихальні шляхи людини. Також саж адсорбує своєю поверхнею бензпирен, який є канцерогенною речовиною.

Основні методи зниження токсичності відпрацьовані гази двигунів

1. Вдосконалювання робочого процесу та сумішоутворенн:

- підвищення інтенсивності турбулентності суміші у камері згоряння;
- збільшення тривалість та потужність електричного розряду (для бензинових двигунів);
- покращення розпилювання палива на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна;
- забезпечення рівномірності паливоподачі по циліндрах двигуна;

– оптимальне регулювання кутів випередження запалювання та впорскування палива.

2. Рециркуляція відпрацьованих газів двигуна – подача невеликої кількості ВГ (до 10...12 %) у впускний трубопровід на номінальному режимі роботи, що дозволяє зменшити викиди NO_x десь удвічі за рахунок зниження максимальної температури згоряння.

3. Використання палив та присадок:

– підвищення цетанового числа, що сприяє поліпшенню процесу згоряння та зниженню жорсткості роботи двигуна;

– підвищення вмісту легких фракцій у паливі, що сприяє його випаруванню та рівномірному розподілу по об'єму камери згоряння;

– введення добавок органічно-металевих присадок на базі барію, тетраетилсвинцю та марганцю до складу дизельного палива, що сприяє знизити димність і вміст у ВГ альдегідів та бензоперенів;

– використання у якості палива для ДВЗ газу, що дозволяє знизити викид NO_x та CO .

4. Нейтралізація відпрацьованих газів двигуна – встановлення нейтралізаторів на виході із двигуна забезпечує значне зниження концентрація газових компонентів токсичних речовин ВГ.

7.3. Висновки до розділу

Проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що впливають на людину під час обслуговування, ремонту та експлуатації двигунів вантажного транспорту. Виконано розрахунок рівня шуму та вібрації дизельного високообертового двигуна 6ЧН 12,8/15,5. Зокрема згідно з проведеними розрахунками рівень шуму та вібрації має припустимі значення та становить 86,83 та 83,87 Дб відповідно. Проаналізовано та запропоновано заходи щодо зниження рівня шуму та вібрації автомобільного двигуна.

Розглянуто характер впливу шкідливих компонентів, які знаходяться у відпрацьованих газах двигунів на організм людини, а також виконано аналіз можливих шляхів зниження їх токсичності.

					ДП.142.6221м.07.08.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент.		Кузнєцов О. Р.			Оцінка пожежної безпеки			Літ.		Арк.	Акрушів	
Консультант												
Керівник		Митрофанов О.С.						НУК ім. адм. Макарова				

8.1. Оцінка можливості виникнення пожежі

На сьогодні вантажні тягачі обладнані складними силовими енергетичними устаткуванням з значною кількістю електронного обладнання та приладів, які потенційно є джерелом виникнення пожежі. До сьогодні найбільш ймовірними та небезпечними вважалися пожежі у моторному відсіку автомобіля. Велика кількість пожеж у моторному відсіку, перш за все, виникає внаслідок несправності електрообладнання й порушення його функціонування. Пожежонебезпечними також вважаються роботи з використанням легкозаймистих речовин, які іноді застосовуються для промивки, чистки, розконсервування у моторному відсіку транспортного засобу. Також пожежі у моторному відсіку виникають в результаті самозаймання палива, яке потрапляє на ізоляцію газовипускної системи або електрообладнання.

Вірогідність виникнення пожеж також може бути при проведенні ремонтних робіт коли майже завжди є розлите на підлогу та поверхню кузова автомобіля масло або паливо.

8.2. Фактори пожежної безпеки в моторному відсіку вантажного автомобіля

До основних факторів пожежної безпеки слід віднести наявність палива, мастил, які безперечно використовуються при експлуатації будь яких двигунів внутрішнього згоряння та механізмів, що є джерелом запалення цих горючих рідин. Аналіз пожеж у моторному відсіку дає змогу визначити основні причини їх виникнення та розробити заходи, щодо їх попередження. До основних причин виникнення пожежі відносяться:

- запалення та самозаймання палива чи парів палива від гарячих поверхонь й відкритого полум'я, яке становить до 26 %;
- несправність електрообладнання та перевантаження головних розподільчих плат, що становить до 27%;
- несправність вихлопної системи двигуна – до 17 %;

– порушення правил технічної експлуатації та обслуговування двигуна – до 18 %;

– проведення вогневих робіт – до 12%.

Витікання палива, яке саме і призводить до пожежі, виникає внаслідок пошкодження паливного баку, трубопроводів та їх з'єднань, вимірювальної апаратури.

Розрахунок пожежної небезпеки в моторному відсіку вантажного автомобіля

Величина пожежного навантаження моторному відсіку:

– маса твердих матеріалів що горять у моторному відсіку: $M_{тсм} = 11$ кг,

– маса рідини що горить у моторному відсіку: $M_n = 0,7$ кг;

– маса горючих мастильних матеріалів у моторному відсіку: $M_{гзм} = 1,5$ кг;

– площа моторного відсіку: $F = 1,5$ м².

$$m_{тсм} = \frac{M_{тсм}}{F} = \frac{11}{1,5} = 7,3 \text{ кг/м}^2; m_{гзм} = \frac{M_{гзм}}{F} = \frac{1,5}{1,5} = 1 \text{ кг/м}^2; m_n = \frac{M_n}{F} = \frac{0,7}{1,5} = 0,46 \text{ кг/м}^2$$

Умовне пожежне навантаження на моторний відсік

$$M_{ум_{n+гзм}} = \frac{(m_n + m_{гзм}) \cdot 3}{F} = \frac{(0,46 + 1) \cdot 3}{1,5} = 2,93 \text{ кг/м}^2;$$

$$M_{ум_{тсм}} = \frac{m_{тсм} \cdot 3}{F} = \frac{7,3 \cdot 3}{1,5} = 14,6 \text{ кг/м}^2;$$

де 3 – коефіцієнт переліку.

Сумарне умовне пожежне навантаження на моторний відсік

$$\sum M_{ум} = M_{ум_{n+гзм}} + M_{ум_{тсм}} = 2,93 + 14,6 = 17,6 \text{ кг/м}^2.$$

Тривалість пожежі у моторному відсіку

$$\tau_n = \frac{\sum M_{ум}}{V} = \frac{17,6}{0,85} = 20,7 \text{ хв};$$

де $V = 0,85$ кг/м²хв – масова швидкість вигорання;

Тривалість I фази

$$\tau_{Iф} = \frac{l}{V_p} = \frac{0,8}{0,5} = 1,6 \text{ с};$$

де l – довжина моторного відсіку, м; V_p – швидкість розповсюдження полум'я у моторному відсіку, м/с.

Тривалість II фази

$$\tau_{II\phi} = 0,5\tau_n - \tau_{I\phi} = 0,5 \cdot 20,7 - 0,026 = 10,32 \text{ хв.}$$

Тривалість III фази:

$$\tau_{III\phi} = \tau_n - (\tau_{I\phi} + \tau_{II\phi}) = 20,7 - (0,026 + 10,32) = 10,35 \text{ хв.}$$

Межа стійкості конструкцій елементів моторного відсіку з урахуванням $T_{\text{доп}} = 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$T_{\text{доп}} = 133,14 + 440,31 \cdot \lg(\tau_{\text{ск}}); 400 = 133,14 + 440,31 \cdot \lg(\tau_{\text{ск}})$$

$$\lg(\tau_{\text{ск}}) = \frac{400 - 133,14}{440,31} = 0,61; \tau_{\text{ск}} = 4,1 \text{ хв.}$$

Температура поверхонь із внутрішньої сторони моторного відсіку:

$$T_{\text{сб}} = 133,14 + 440,31 \cdot \lg(\tau_n) = 133,14 + 440,31 \cdot \lg(0,58) = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}; T_{\text{сб}} > T_{\text{доп}}$$

Температура нагріву елементів конструкції до температури $400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ буде досягнуто усього через 4,1 хвилини. Цей час є межею стійкості конструкцій моторного відсіку, тому треба вжити заходи щодо підвищення стійкості моторного відсіку транспортного засобу до пожежі.

Заходи, щодо забезпечення пожежної безпеки моторного відсіку:

1. Забезпечити своєчасну перевірку справності вогнегасника.
2. Своєчасне проходження технічного огляду транспортного засобу з унеможливленням підтікання палива та мастила на поверхні двигуна та моторного відсіку.

8.3. Висновки до розділу

Виконано аналіз факторів пожежної небезпеки в моторному відсіку вантажного автомобіля. Запропоновано заходи, щодо забезпечення пожежної безпеки моторного відсіку, виконання яких потребує деяких фінансових витрат.

					ДП.142.6221м.07.09.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Висновки по проекту		
Студент.		Кузнєцов О. Р.					
Консультант							
Керівник		Митрофанов О.С.					
					Літ. Арк. Акрушив		
					НУК ім. адм. Макарова		

Висновки

Дипломний проект на тему: «Модернізація паливної системи високообертового дизельного двигуна типу 6ЧН 12,8/15,5» містить усі рекомендовані розділи та креслення.

У першому розділі наведено короткий опис, основні характеристики сидельного тягача та дизельного високообертового двигуна 6ЧН 12,8/15,5. На основі матеріалів розділу виконано креслення сидельного тягача MAN ДП.142.6221м.07.01.

У другому розділі дипломного проекту встановлені параметри робочого циклу двигуна 6ЧН 12,8/15,5 з стандартною та модернізованою паливною системою, яка базується на використанні насос-форсунок (поперечний переріз двигуна ДП.142.6221м.07.02 та повздовжній ДП.142.6221м.07.03). Відповідно до другого розділу порівняння основних параметрів двигуна зі стандартною паливною системою та модернізованою подано у таблиці.

Таблиця. Порівняння модернізованого двигуна 6ЧН 12,8/15,5 з прототипом

№ з. п.	Параметр	ПНВТ	Насос-форсунка
1	Ефективна потужність двигуна, N_e , кВт	228	230
2	Ефективна витрата палива, g_e г/(кВт·год)	223	205
3	Середній ефективний тиск, p_e , МПа	1,2	1,2
4	Ефективний КПД двигуна, η_e	0,379	0,411
5	Максимальний тиск згоряння, P_z , МПа	8,7	8,8
6	Максимальна температура згоряння, T_z , К	1725,7	1872,8
7	Тиск наддуву P_k , МПа	1,6	1,6
8	Витрата газів через турбіну, G_t , кг/с	0,334	0,334
9	Витрата повітря, G кг/с	0,327	0,325
10	Максимальна швидкість наростання тиску, $dP/d\phi$, МПа/град	0,548	0,848
11	Емісія диму за шкалою Хартриджа	23,23	4,2
12	Емісія диму за шкалою Бош	2,277	0,46
13	Коефіцієнт абсолютного світло поглинання ВГ по ЄЕК, 1/м	0,617	0,1
14	Емісія твердих часток, РМ, г/(кВт·год)	0,536	0,068
15	Емісія двоокису вуглецю, CO_2 , г/(кВт·год)	719,5	662,64
16	Емісія NO_x приведена до NO_2 , г/(кВт·год)	2,59	2,3
17	Комплекс сумарної емісії NO_x та РМ, SE	2,15	0,822

У третьому розділі було виконано динамічний розрахунок сил, що діють на кривошипно-шатунний механізм, та розрахунок на міцність основних деталей

КШМ двигуна 6ЧН 12,8/15,5.

У четвертому розділі виконано аналіз та дослідження можливих шляхів модернізації паливної системи дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5 та розроблено нову паливну систему з насос-форсунками (креслення ДП.142.6221м.07.04). Виконано конструювання та розрахунок основних геометричних та експлуатаційних параметрів насос-форсунки (креслення ДП.142.6221м.07.05, ДП.142.6221м.07.06 та ДП.142.6221м.07.07). Використання запропонованої нової схеми паливної системи та насос-форсунок дозволило значно підвищити тиск упорскування цим самим покращити сумішоутворення, знизити витрату палива та покращити екологічні показники високообертового двигуна 6ЧН 12,8/15,5.

У п'ятому розділі розроблено технологічний процес виготовлення колінчатого валу модернізованого двигуна (креслення ДП.142.6221м.07.08).

У техніко-економічному обґрунтуванні проекту розглянуто можливість отримання позитивного економічного ефекту від модернізації паливної системи дизельного високообертового двигуна 6ЧН 12,8/15,5 сідельного тягача MAN. За даними економічного розрахунку цей ефект виражається в сумі 16936,93 грн, а модернізація базового двигуна 6ЧН 12,8/15,5 окупиться за 1,18 року або 14,1 місяців.

У розділах цивільної оборони, охорони праці та навколишнього середовища проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що впливають на людину під час обслуговування, ремонту та експлуатації двигунів вантажного транспорту, а також факторі пожежної небезпеки в моторному відсіку вантажного автомобіля. Виконано розрахунок рівня шуму та вібрації згідно з якими вони мають припустимі значення та становлять 86,83 та 83,87 Дб відповідно.

					ДП.142.6221м.07.09.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.07.10.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Література		
Студент.		Кузнєцов О. Р.					
Консультант							
Керівник		Митрофанов О.С.					
					НУК ім. адм. Макарова		

Список використаної літератури

1. Дизели: Справочник / Под ред. *В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова*. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.
2. *Дьяченко Н.Х.* Теория двигателей внутреннего сгорания. Л., Машиностроение, (Ленингр. отд-ние), 1974. – 552с.
3. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / *Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин* и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
4. *Хандов З.А.* Судовые двигатели внутреннего сгорания. – М.: Транспорт, 1969. – 364 с.
5. *Истомин П.А.* Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение. 1964. – 288 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. Под редакцией *Орлина А.С., Круглова М.Г.* - М.: Машиностроение. 1983. – 372 с.
7. *Ваншейдт В. А.* Конструирование и расчёты прочности судовых дизелей. – Л.: Судостроение. 1969. – 640 с.
8. Балакин В.И., Еремеев А.Ф., Семёнов Б.Н., Топливная аппаратура быстроходных дизелей. Издательство Машиностроение Ленинградское отделение Ленинград, 1967. – 300 с.
9. Топливо и топливные системы судовых дизелей. Пахомов Ю.А., Коробков Ю.П., Дмитриевский Е.В., Васильев Г.Л. – М.: РКонсульт, 2004 – 496 с.
10. Расчет экономической эффективности новой техники на машиностроительных предприятиях / *В.А. Корчагин* и др. – К.: Техника, 1980. – 104 с.
11. Охрана труда, техника безопасности и пожарная профилактика / *В.А. Шнацкий* и др. – Л.: Судостроение, 1976.
12. *Атаманюк В.Г., Ширшев Л.Г., Акимов Н.И.* Гражданская оборона: Учебник для вузов / Под ред. *Д.И. Михайлика*. – М.: Высш. шк., 1986. – 207 с., ил.
13. Защита объектов народного хозяйства от оружия массового поражения: Справочник / Под ред. *Г.П. Демиденко*. – К.: Вища шк. Головне вид-во, 1987.

					ДП.142.6221м.07.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– 256 с.

14. *Кульчицкий А.Р.* Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие. – Владимир: Владим. гос. ун-т, 2000. – 256 с.

					ДП.142.6221м.07.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		